

## Rotary heat engine

**Patent number:** DE3049023  
**Publication date:** 1982-03-25  
**Inventor:** FISCHER VICTOR HERBERT (AU)  
**Applicant:** THERMAL SYSTEMS LTD (GB)  
**Classification:**  
- international: F01K21/02; F01C1/00  
- european: F01C11/00; F01K21/00B  
**Application number:** DE19803049023 19801224  
**Priority number(s):** AU1980PE05095 19800818

**Also published as:**

US4437308 (A)  
OA6813 (A)  
MC1412 (A1)  
MA19135 (A1)  
LU83555 (A)

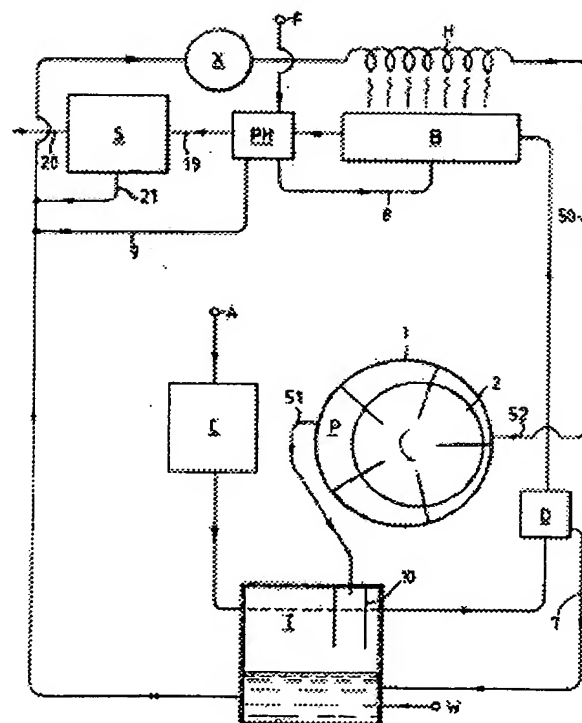
more >>

**Report a data error h**

Abstract not available for DE3049023

Abstract of corresponding document: **US4437308**

A rotary external combustion engine wherein energy is supplied to a working space of the engine by direct injection into the stator of liquid water at a high temperature and pressure. The water acts as a heat-transfer medium. Some of the liquid water spontaneously vaporizes on injection, during the rotor. Liquid water is exhausted from the working space and recycled to an external heat exchanger for reheating prior to reinjection. The engine is capable of a thermal efficiency greater than that of the Rankine cycle.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

**BEST AVAILABLE COPY**

Claims of corresponding document: **US4437308**

It is claimed:

1. A method of operating a rotary external combustion engine having a stator therein defining a working space, wherein energy is supplied to the working space by means of a vaporizable heat-transfer medium, which comprises (1) in a compression cycle wherein the working space volume decreases, compressing gaseous heat-transfer medium present in the working space; (2) generating externally of the working space heated heat-transfer medium under a pressure such as to maintain the medium in the liquid state; (3) injecting into the compressed gaseous medium in the working space said heated pressurized liquid medium, whereby part of the liquid medium spontaneously vaporizes, the remainder remaining as liquid, and raises the internal energy of the working space; (4) in an expansion cycle, allowing the volume of the working space to increase thereby driving the rotor, and causing some recondensation of the vaporized medium (5) exhausting a mixture of liquid and gaseous heat-transfer medium from the working space and leaving in the working space residual heat-transfer medium; (6) receiving said exhausted mixture of liquid and gaseous heat-transfer medium in a trap; and (7) recycling heat-transfer medium in the liquid state from the trap to step (2) for the generation of further pressurized heated liquid heat-transfer medium.
2. A method according to claim 1 wherein the heat-transfer medium is selected from the group consisting of water, an oil and mixtures thereof.
3. A method according to claim 1 or 2 wherein during the compression cycle the working space contains heat-transfer medium in both the liquid and vapor states.
4. A method according to claim 1, wherein substantially all of the heat-transfer medium exhausted from the working space is in the liquid state.
5. A method according to claim 1, wherein the heated liquid heat-transfer medium has a temperature and pressure above or below its critical point but greater than its boiling point at atmospheric pressure.
6. A method according to claim 1, wherein the exhausted medium after exhaustion is at a pressure of substantially 1 atmosphere.
7. A method according to claim 1, wherein the majority of the injected liquid medium remains in the liquid state after injection into the working space.
8. A method according to claim 1 wherein the temperature of the injected liquid medium is greater than the temperature of the working space at the time of injection.
9. A method according to claim 1 wherein the heated liquid medium is injected continuously.
10. A method according to claim 1, wherein the heat transfer medium is water, the exhaust water is recycled to the engine, heat is supplied to the medium by means of a fuel-air burner, and water is condensed from flue gases from the burner to make up any losses in the recycled water.

11. A method according to claim 1 wherein heat energy is converted into useful work with an efficiency greater than the theoretical efficiency of the Rankine cycle working between the same upper and lower temperatures.

12. A rotary external combustion engine wherein energy is supplied to a working space of the engine by means of a vaporizable heat-transfer medium, which comprises a stator, a rotor within the stator, a working space defined by the stator and the rotor, the volume of the working space being variable by rotation of the rotor from a minimum to a maximum volume; a heat exchanger for heating the heat-transfer medium externally of the working space under a pressure such as to maintain the medium in the liquid state, the heat exchanger having an inlet for receiving heat-transfer medium and an outlet for delivering heated pressurized liquid heat-transfer medium; a high pressure pump connected to said heat exchanger inlet for feeding liquid heat-transfer medium to the heat exchanger; an injector connected to the outlet of the heat exchanger and controlled to inject the heated pressurized liquid medium into the working space when the working space is near its minimum volume, whereby part of the liquid medium spontaneously vaporizes in the working space, the remainder remaining as liquid; an outlet from the stator for exhausting heat-transfer medium from the working space when the working space is near its maximum volume; a trap connected to the outlet from the stator for receiving a mixture of liquid and gaseous heat-transfer medium exhausted from the working space; and recycle means connected to the trap for recycling therefrom heat-transfer medium in the liquid state to the high pressure pump.

13. An engine according to claim 12, wherein the heat exchanger comprises at least one tube for containing the heat-transfer medium and a fuel-burner for heating the medium in said at least one tube whereby the heat-transfer medium is maintained in the liquid phase.

14. An engine according to claim 13 wherein the heat exchanger comprises a tube constructed in the form of an inner coil and an outer coil coaxial therewith, the burner being located within the inner coil, whereby hot flue gases from the burner pass within the inner coil and then between the inner and the outer coils.

15. An engine according to claim 13 or 14 wherein air is fed to the burner by means of a rotary compressor.

16. An engine according to claim 12 wherein the stator and the rotor are formed at least in part from a heat insulating material selected from the group consisting of plastics, fiber-reinforced resins, wood, concrete, glass and ceramics.

17. An engine according to claim 12 wherein the rotor is provided with a plurality of vanes defining with the interior of the stator a plurality of working spaces.

18. An engine according to claim 12 wherein the interior of the stator is cylindrical, and the rotor is eccentrically mounted therein and provided with a plurality of radially extending vanes defining working spaces, each vane being biased radially outwardly so as to seal against the cylindrical interior surface of the stator.

19. An engine according to claim 12, wherein the injector is provided with two inlets

circumferentially spaced apart such that during rotation of the rotor at least one of the inlets remains unobscured by the rotor at all times.

20. An engine according to claim 12, wherein the outlet is disposed approximately 180 DEG of rotation away from the injector.

21. An engine according to claim 12 wherein the outlet comprises a port in the cylinder wall which comes into communication with the working space as the volume of the working space approaches its maximum.

22. An engine according to claim 12 having a compression ratio between approximately 1.5:1 and 20:1.

23. An engine according to claim 22 wherein the recycle means is a closed circuit operable at a pressure of substantially atmospheric pressure.

24. An engine according to claim 24 wherein said trap includes an inlet for air, an outlet for feeding air and heat-transfer medium vapor to a burner of the heat exchanger, and an outlet for liquid medium connected to the heat exchanger.

25. An engine according to claim 12 wherein the injector is arranged to continuously inject liquid medium into the stator interior.

26. An engine according to claim 12 wherein the stator and rotor are so constructed that some liquid medium is retained in the working end space after the exhaust of heat transfer medium.

27. An engine according to claim 26 wherein the stator is provided with a recess for retaining the liquid medium.

28. An engine according to claim 26 wherein the rotor is provided with a recess for retaining the liquid medium.

29. A rotary external combustion engine wherein heat energy is supplied to a working space of the engine by means of heated pressurized liquid water at a temperature greater than the boiling point of water at atmospheric pressure, which comprises a stator, a rotor within the stator, a working space defined by said stator and rotor, the volume of the working space being variable by rotation of the rotor from a minimum to a maximum volume; a heat exchanger for heating the liquid water externally of the working space to a temperature above the boiling point of water at atmospheric pressure, the heat exchanger having (1) an inlet for receiving liquid water and an outlet for delivering heated water, (2) at least one tube for containing said liquid water, and (3) a fuel-burner disposed for heating the liquid water in said at least one tube; pressurizing means connected to said at least one tube of the heat exchanger for maintaining said heated water in the liquid state; an injector mounted on said stator and connected to the outlet of the heat exchanger for receiving heated pressurized liquid water, the injector being arranged to inject heated pressurized liquid water into the working space when the working space is near its minimum volume whereby part of the liquid water spontaneously vaporizes in the working space, the remainder remaining as liquid; an outlet from the stator for exhausting cooled water from the working space when the working space is near its maximum volume, the majority of said cooled

water being exhausted in the liquid state; a trap connected to the outlet from the stator for receiving a mixture of liquid and gaseous heat-transfer medium exhausted from the working space; and recycle means connected to the trap for recycling therefrom heat-transfer medium in the liquid state to the high pressure pump.

Description of corresponding document: **US4437308**

The present invention relates to a rotary external combustion engine, i.e., an engine of the type having a stator and a rotor defining a working space of variable volume and wherein heat energy for powering the engine is supplied externally of the working space. In particular, the invention provides a novel operating cycle.

Many attempts have been made to produce an engine which combines high thermal efficiency in terms of converting applied heat energy into useful work, with acceptable power to weight and power to volume ratios for the engine. The internal combustion engine has a good power to weight ratio but a relatively low thermal efficiency. Of such internal combustion engines, the diesel engine is generally accepted to have one of the best thermal efficiencies (up to around 40 percent). Thermodynamically more efficient engines based on the Carnot, Stirling and Ericsson cycles have been built but these have not in general been commercial successes, largely on account of the problem of providing a small and efficient heat exchanger enabling the working gas to become quickly and efficiently heated by the external heat source.

The steam engine is a well known form of external combustion engine but its power to weight ratio is generally low, owing to its requiring a separate steam boiler and condenser. The steam engine generally uses dried steam or other dry vapor as the working fluid. Moreover, the efficiency of the steam engine is restricted by the limitations of the Rankine cycle.

The external combustion engine of this invention may comprise one or more stators and one or more rotors defining the working space or spaces. Usually, the stator has a cylindrical bore in which the rotor is eccentrically mounted. The rotor may be provided with vanes so as to define between the stator and the rotor at least one working space of crescent-like shape. As the eccentric rotor rotates within the stator, the volume of each working space increases from a minimum to a maximum and then decreases to the minimum again every revolution. The construction of this embodiment is analogous to the construction of a vane-pump. However, other stator and rotor configurations are possible. In particular, the stator need not be cylindrical in cross-section but may be provided with two, three, four, five or more lobes. The rotor also need not be circular in cross section and may be provided with a plurality of ridges which define with the stator the working space.

However, in a preferred embodiment, the rotor is of cylindrical cross-section and is provided with two or more vanes slidable in slots provided in the rotor so as to accommodate changes in the spacing between any given point on the rotor and the opposite point on the stator, as the rotor rotates. Preferably, each vane is provided with biasing means to resiliently bias it against the bore of the stator, thereby sealing each working space. Such biasing means may be in the form of a spring, such as a coil or leaf spring, disposed in the bottom of each slot and operative between the bottom of the slot and the bottom of the respective vane to bias the vane outwardly.

Preferably, sealing means are provided between the axial ends of the rotor and the stator to prevent leakage. Such sealing means are well known in the art and may include O-rings or labyrinth seals.

The heat exchanger may comprise a fuel burner. Combustion gas may be fed to the burner at or

above atmospheric pressure. It is preferred to provide a compressor to provide pressurized gas for the burner. Such compressor may be a rotary compressor, such as a vane or turbine compressor driven from the engine. Alternatively, the compressor may be a reciprocating compressor driven from the engine.

An injector is also provided for injecting a pressurized preheated liquid heat-transfer medium into the working space. The purpose of the injected liquid medium is to enable heat transfer from the burner to the working space to be effected quickly and efficiently.

Some liquid heat-transfer medium flashes to a vapor on injection into the working space.

To avoid confusion the following terms used herein will be clarified. The heat-transfer medium may be present in its liquid or vapor state. The term wet vapor is used to mean that the injected medium is present in both its liquid state (e.g. as droplets) and in its vapor state simultaneously.

Preferably, the liquid medium is heated by means of a fuel burner in a compact heat exchanger, for example a coil of narrow bore tubing, to a high pressure and high temperature. Since such narrow bore tubing can withstand great pressures, it is possible to heat the liquid medium up to its critical point. For special applications where the rate of heat transfer is to be high, it may be preferred to heat the medium to a temperature and pressure above its critical point. The hot pressurized liquid medium is then injected into the working space. Internal energy of the heat-transfer medium is rapidly transferred from the hot liquid droplets to the working space as liquid vaporizes, thereby increasing the pressure very quickly. The vapor in the working space expands (usually polytropically i.e. non-adiabatically) to drive the rotor.

When the working space has reached approximately its maximum volume the vapor and liquid medium are exhausted from the working space.

The heat-transfer medium is a vaporizable liquid, such as water, some of which flashes to vapor following injection into the working space. Thus, heat transfer between the hot water vapor and the working space is very rapid.

Therefore, it may be seen that the injected liquid is merely acting as a heat transfer fluid which enables the vapor in the working space to convert internal energy to mechanical work. It is desirable that the heat-transfer medium has a high thermal conductivity in order to maximize heat transfer in the heat exchanger. The medium is preferably selected from water, oil and mixtures thereof. Mixing may occur internally or externally of the working space. It is possible that the working space may contain vaporizable heat-transfer medium which may be caused to vaporize by injection of heated liquid medium (which itself need not be vaporizable). In order to assist lubrication of the engine, the water may be used as a mixture with an oil e.g. as an emulsion, dispersion or as a solution of water and a water-soluble oil.

During operation, a residual amount of vapor from vaporization of the heat-transfer medium, and usually some liquid, will always be present in the working space.

The retention of some residual liquid medium in the working space after exhaust is desirable for reasons which will appear more clearly later, since it reduces the pressures achieved during the compression cycle. Thus, it may be desirable to construct the stator and/or rotor such that some

liquid medium is retained in the working space after exhaust. Generally, this may be achieved by providing appropriate recesses in the stator or rotor.

The pressure in the working space when the liquid is exhausted will generally be greater than atmospheric pressure (1 bar) and it will generally be preferred to depressurize the exhausted medium to substantially 1 bar pressure. The pressure when the working space has its minimum volume is determined by the compression ratio. The compression ratio may vary widely depending on the particular application of the engine. Thus, in some applications a compression ratio as low as 1.5:1 or perhaps lower may be employed. In other applications the compression ratio may be as high as 20:1.

The present invention is to be distinguished from a steam engine in that the heat-transfer medium is maintained in its liquid form and not allowed to vaporize until it is introduced into the working space. This is in sharp contrast to a steam engine, wherein even if a flash boiler is used, the water is always introduced into the cylinder in the form of steam. In fact, since it is necessary to superheat the steam to remove water droplets in a conventional steam engine, it is not possible to directly flash liquid water into the cylinder of a steam engine since this would give rise to water droplets in the cylinder. However, in the engine according to the present invention, it is preferred that the majority of the water be present in the working space as liquid droplets since this reduces the amount of recondensation to recover latent heat of vaporization which need occur.

Since the majority of the water is injected and exhausted in the liquid state, there is substantially no entropy increase due to vaporization. In the Rankine cycle all of the liquid must be vaporized and then condensed, and this requirement represents a theoretical limit on the efficiency of a steam engine since work must be performed to recondense the exhausted steam to liquid water. There is no such limit in the engine of the present invention since the majority of the heat-transfer medium does not usually change its state. Almost all of the internal energy lost by the injected liquid water may be converted into useful work. Thus, efficiency of the cycle of the present invention is greater than the efficiency of the Rankine steam cycle.

It is necessary that the heated heat-transfer medium be maintained in the liquid state prior to injection. Although this may be achieved by using appropriate sensors to ensure that the temperature at a given pressure never exceeds the medium's boiling point, it has been found that if an orifice of suitable size is connected to the heat exchanger in which the liquid medium is heated and a flow of liquid medium is maintained through the heat exchanger, then the application of heat to the liquid medium does not cause the liquid to boil. Thus, by correct choice of orifice size, complex temperature and pressure sensing devices may be avoided. So long as the orifice provides a pressure drop, the pressure in the heat exchanger will at all times be such that, as the temperature is increased, the pressure of the water in the heat exchanger will also increase and thereby be always below the boiling point. The orifice, of course, may form part of the injection means through which the liquid medium is injected into the working space.

The rate of working of the engine may be controlled by any of several means. For example, it may be controlled by varying the amount of heat-transfer medium injected into the stator. The rate of working of the engine may be controlled by controlling the amount of heat supplied by the burner, for example, by controlling the fuel supply to the burner (for a constant liquid volume injection rate). The rate of working of the engine may be controlled by controlling the rate of injection of liquid medium, e.g., by using a variable displacement pump.



Usually, the heat-transfer medium is recovered after it has been exhausted from the working space. The exhausted medium will still be somewhat heated and may be recycled again to the heat exchanger so that its internal energy is not lost. In this way, the medium acts merely as a heat transfer fluid and is not substantially used up.

Water is a preferred heat transfer medium. Means may be provided for recovering water produced by combustion in the burner. Thus, it may be possible to avoid any need for make-up water since this will be provided by water from combustion in the burner.

The gas fed to the burner is capable of taking part in the combustion process which occurs in the burner. The gas may be a gas capable of supporting combustion, such as oxygen, air or other oxygen-containing gas, or nitrous oxide. Alternatively, the gas may itself be a combustible gas chosen from all known combustible gases, such as gaseous hydrocarbons, carbon monoxide or hydrogen.

The fuel burnt in the burner itself may be chosen from known combustible fuels such as gasolines, fuel oils, liquefied or gaseous hydrocarbons, alcohols, wood, coal or coke.

It is in general preferred to use various heat recovery means. Thus, the whole engine may be enclosed in a heat insulating enclosure and be provided with heat exchangers to pick up stray heat and transfer it, for example, to preheat the fuel for the burner. It is also preferred to recover the heat remaining in the burner flue gases and this may be achieved by passing the flue gases through a spray chamber in which a stream of liquid (generally the same liquid medium as that injected into the engine) is sprayed through the flue gases. It is preferred that the liquid medium be sprayed through the flue gases to heat the liquid medium close to its boiling point prior to being passed to the heat exchanger. Moreover, when water is employed, the use of a water spray chamber or condenser is advantageous in that water from the burner may be condensed out of the flue gases so that it is not necessary to provide make-up water to the engine. Usually exhausted heat-transfer medium includes a proportion of vapor. This vapor may be separated from liquid medium in a trap and fed with combustion gas to the burner, thereby preheating the combustion gas and condensing more of the vapor.

The construction of an engine according to the present invention is considerably simplified in certain respects in comparison with known engines, such as internal combustion engines. Thus, the temperatures encountered in the working space are generally reduced, thereby simplifying sealing between the working spaces. It will be appreciated that power may be provided in the engine of the present invention at much lower temperatures than, for example, an internal combustion engine. Moreover, the internal combustion engine is less thermally efficient in that means must be provided to cool the cylinders and prevent seizing up.

Moreover, since the temperatures encountered in the engine are relatively low, for example up to 250 DEG C., it is not usually necessary to construct the cylinder of metal. Plastics such as polytetrafluorethylene (PTFE), fiber-reinforced resins, and other plastics used in engineering, are particularly advantageous due to their cheapness and ease of use. In some constructions the use of plastics materials having a low heat conductivity can be an advantage in ensuring that that portion of the stator at which heat is introduced into the working space is kept at a relatively high temperature, whereas the outlet is kept at a relatively low temperature. Other heat insulating

materials such as wood, concrete, glass or ceramics may also be used.

Power is taken from the engine by means of a shaft attached to the rotor. It will be appreciated that the engine is susceptible of high speed operation and is thus ideal for providing a small power plant suitable for a mobile vehicle. The engine is also ideal for high speed applications such as generating electricity.

In comparison to a steam engine, the engine of the present invention is less bulky in that a large high pressure boiler is not required since the liquid is heated in its liquid state in a very much smaller heat exchanger. Also, there is no need for a condenser, although a trap or spray chamber to recycle water is desirable. In comparison to the internal combustion engine, the engine of the present invention may be thermally more efficient, both in terms of the amount of heat converted to work in the working space and also in terms of the amount of heat obtained from the fuel burnt, since complete combustion is rarely obtainable in an internal combustion engine. The burner parameters of the engine of the present invention may be optimized so as to ensure substantially complete combustion of the fuel in the burner, thereby substantially eliminating pollution in the form of unburnt fuel or carbon monoxide.

In comparison to known gas engines, the present invention allows the bulky gas heat exchanger to be replaced by a compact liquid burner.

#### BRIEF DESCRIPTION OF THE DRAWINGS

Embodiments of the invention will now be described with reference to the accompanying drawings wherein:

FIG. 1 is a schematic view of a rotary external combustion engine according to the present invention;

FIG. 2 is a schematic cross-sectional view of a heat exchanger of the engine;

FIG. 3 shows a spray device for cooling flue gas from the burner;

FIG. 4 shows in partial cross section a stator and rotor assembly of the engine;

FIG. 5 shows pressure (P) versus volume (V) and temperature (T) versus entropy (S) relationships for the rotary external combustion engine of the present engine; and

FIG. 6 shows for comparison the PV and TS diagrams for the known two-stroke internal combustion engine.

#### DESCRIPTION OF THE PREFERRED EMBODIMENT

In carrying out the invention in one form thereof, the rotary external combustion engine, shown in FIG. 1, comprises a stator 1 having a cylindrical bore, an eccentrically mounted cylindrical rotor 2 rotatable within the stator, vanes 3 slidably mounted on the rotor and defining working

spaces P, a compressor C for feeding compressed air to burner B via trap T. The compressor C may be a rotary compressor. The engine further comprises a pump X for feeding pressurized water to the heating coil H of a heat exchanger, and a spray chamber S for spraying water through flue gases from the burner B so as to cool and wash the flue gases and preheat the water. An optional preheater PH is provided for preheating fuel to the burner and is especially applicable for heavy fuel oils. The trap T is for recovering and separating vapor and liquid water from the exhaust from the working space.

Atmospheric air A is compressed by compressor C and fed to the burner B via trap T.

Initially, a working space P has substantially its maximum volume. On rotation of the rotor 2 in the direction indicated in the arrow the volume of the working space P decreases. When the working space volume is substantially at a minimum, hot liquid is injected through inlet 52 so as to heat the working space.

The arrangement shown in FIG. 1 uses water, which is a vaporizable fluid, as the heat-transfer medium. However, other suitable vaporizing liquids might be used.

The injected water is at a high temperature and under a sufficient pressure to maintain it in its liquid state. As the water is injected into the working space P, a portion of the water immediately flashes to vapor, thereby increasing the pressure in the working space. Further rotation of the rotor 2 allows expansion of the vapor as it does work and leads to a reduction in its temperature and pressure.

The compression ratio employed may vary widely depending on the particular application of the engine. Thus, in some applications a compression ratio of 1.5:1 or perhaps lower may be employed. In other applications the compression ratio may be as high as 20:1.

On further rotation, the working space P reaches outlet 51 through which gas and liquid are exhausted to trap T. On further rotating of the rotor 2 the cycle recommences.

Exhaust from outlet 51 contains liquid and vapor. Trap T having a baffle 10 is provided in order to recover the liquid water droplets from the exhaust from the working space P. The dry saturated vapor in trap T is mixed with compressed air from compressor C, thereby preheating the combustion air which is at substantially atmospheric pressure and which is then passed to the burner B. Make-up water W may be fed to trap T as desired.

An optional dryer D is interposed between the trap T and the burner and liquid condensate is returned along line 7 to the trap.

The preheater PH preheats fuel F which then passes to the burner along line 8. Any water thereby condensed from the flue gas is recycled via line 9 to the pump.

Thus, the operation of the engine is as follows. Preheated water from the spray chamber S is fed by means of a high pressure pump X (for example a positive displacement piston pump) to a heating coil H formed of narrow bore tubing. The water is then heated by means of the burner B to a high temperature and pressure, for example 300 DEG C. and 86 bar. In principle, the water may be heated to any temperature above or below its critical temperature and pressure (220.9 bar

and 374 DEG C.), however the pressure will always be such that at any temperature it will maintain the water in its liquid state. The hot pressurized water then passes through a pipe 50 to an inlet 52 to the interior bore of the stator 1. The inlet 52 communicates with a pair of closely spaced ports 53 which are arranged side by side such that at any given time only one of them is obstructed by a vane 3, thereby ensuring continuity of flow into the working spaces of the rotor/stator assembly (see FIG. 4). The working space in communication with a port 53 contains compressed and somewhat heated residual water vapor and residual liquid water. On entering the working space a small proportion of the hot pressurized liquid water instantaneously flashes to vapor, thereby increasing the pressure in the working space at substantially constant volume (i.e. along line bc in FIG. 5). The hot pressurized vapor expands, rotating the rotor 2 in the direction indicated by the arrow until the working space encounters the outlet 51. This corresponds to the line cd in FIG. 5 and results in increase in volume with decrease in pressure and temperature. The wet vapor exhaust is then fed to the trap T to preheat air supplied to the burner.

FIG. 2 shows the construction of the heat exchanger, which combines the heating coil H and the burner B. The heat exchanger comprises inner and outer coaxial sleeves 60 or 61, respectively, defining a double path for flue gas from the burner. Insulation 64 is provided around the outside of the heat exchanger. A fuel inlet jet is provided for burning fuel F in air A admitted via an air inlet. Water W passes through a heating coil 63 in the direction indicated by the arrows such that water exits from inner coil 62 at a position close to the highest temperature of the burner. The hot pressurized water is then fed along pipe 50 prior to injection into the working space P.

The heat exchanger may be provided with suitable temperature and pressure sensing devices to ensure that the liquid in the heating coil H is always maintained in its liquid state and not allowed to vaporize. However, it has been found in practice that it is not necessary to carefully monitor the temperature and pressure to avoid vaporization. Thus, it has been discovered that, provided the heating coil H is always in communication with an aperture through which the liquid is continually passed (i.e., one or other of the inlet ports 53) the application of further heat in the heater coil H causes an increase in temperature and pressure but does not, at least in the case of water, cause the liquid to boil. It is, of course, necessary that the aperture (or ports 53) be suitably sized to maintain the necessary pressure differential across it. However, this may be established by the skilled man by suitable experimentation.

Thus, the rate of working of the engine may be controlled simply by controlling the amount of heat provided by the burner B.

FIG. 3 shows a spray device for cooling and washing the flue gases from the burner B and thus recovering some of the heat and some water produced by the combustion. It comprises a spray chamber 17 having therein a funnel 18 onto which water is sprayed by spray 41 through the stream of hot flue gases. The flue gases are inducted via inlet 19 and arranged to flow tangentially round the chamber before exiting through the exit 20 as cooled flue gas. The flue gases thus pass through the spray and then through a curtain of water falling from the inside aperture of the funnel 18. Preferably, the flue gases are cooled to below 100 DEG C. so as to recover the latent heat of vaporization of water vapor from the trap T and also to recover water produced by combustion in the burner. Water at substantially 100 DEG C. exits through the outlet 21 before being fed by metering pump X into the heat exchanger. If necessary, cold feed water W may be introduced into the chamber via a ballcock 40 for maintaining a constant level of water in the bottom of the spray chamber. A recycle pump R and associated ducting 22 is

provided for recycling the water through the spray to bring it up to its boiling point. However, in practice if it is desired to cool the flue gases below 100 DEG C., it may be necessary to withdraw water through the outlet 21 at a substantially lower temperature, e.g. 50 DEG C.

FIG. 4 shows in detail the construction of the rotor/stator assembly. For temperatures up to several hundred degrees centigrade, the assembly may be formed of suitable plastics material, which enables the assembly to be lightweight and to be produced relatively cheaply. However, if higher thermal efficiencies and thus higher temperatures are required, other appropriate materials such as metals may be used. The rotor 2 is eccentrically mounted within the cylindrical bore of the stator 1 and conventional sealing means are provided at the ends of the bore so as to seal the rotor to the stator. Each vane 3 provided on the rotor 2 is slidably disposed in a respective slot 54 and outwardly biased by means of a coil spring or leaf spring 55 (only one shown) disposed in the bottom of the slot. The rotor is mounted on a rotatable shaft (not shown) which extends out of the stator 4 supplying power.

The inlet 52 for injecting the heated pressurized liquid into the working spaces communicates with a pair of adjacent ports 53 in the end surface of the cylindrical bore of the stator. The use of a pair of ports 53 ensures that while one of the ports is obstructed by the edge of a vane 3, liquid continues to be injected through the other port 53 thereby ensuring continuity of liquid flow from the heating coil H. Thus, abrupt shocks to the high pressure liquid are avoided. Liquid flows continuously through the inlet 52 into whichever of the working spaces is in front of the inlet port 53. Therefore, no complicated valving is required.

The outlet 51 opens into the interior bore of the stator and exhausts from each working space P in turn during rotation of the rotor. The outlet 51 is disposed approximately 180 DEG of rotation away from the inlet 52.

The construction shown in FIG. 4 is also advantageous in that it is desirable to maintain the outlet 51 as cool as possible to reduce the temperature of the exhaust, while keeping the temperature of the stator in the region of the hot pressurized liquid inlet 52 as high as possible so as to ensure a high temperature at which heat is introduced to the working space. This improves the thermal efficiency with which work is derived from the heat supplied to the working spaces. The use of a material, such as a plastics material of low thermal conductivity for the stator 1 enables a higher temperature differential to be maintained between the outlet 51 on the one hand and the hot liquid inlet 52 on the other hand. This disposition of the inlet and outlet approximately 180 DEG apart assists in maintaining the desirable temperature differential.

To retain a small amount of residual water in the stator, recesses, one of which is shown at 56, may be provided. Alternatively, the outlet 51 could be formed to include a plurality of ports arranged along a plane so that the lands between the ports would serve to retain a small amount of residual water. If desired, the rotor, or the vanes thereof, could be formed to include recesses or flanges for retaining a small amount of residual water, as shown at 56a.

FIG. 5 shows the idealized thermodynamic operation of the engine of FIG. 1. FIG. 6 shows for comparison the operation of a conventional two-stroke internal combustion engine.

Without wishing to be in any way limited to any specific theory, it is believed that the operation of the engine may be represented as follows.

FIG. 5 shows PV and TS diagrams. Only a small portion of the injected water flashes to vapor, the majority remaining in the liquid phase as droplets.

At all times there is a residual volume of residual water liquid and vapor in the working space. To a first approximation, the residual water vapor may be regarded as a gaseous working fluid which takes up and gives out heat during each operating cycle, thereby doing work.

Water vapor in the working space P is compressed along line ab. The compression is not isentropic due to vaporization of residual water in the working space.

The vaporization of residual liquid water in the working space during compression results in a reduction of entropy of the vapor. If there were no residual liquid water in the working space, adiabatic compression of the water vapor would cause the line ab in the TS diagram to be vertical, i.e., the water vapor would be superheated. However, in the presence of liquid water any tendency for the water vapor to become superheated is counteracted by vaporization of some of the liquid. Thus, the line ab follows the dry saturated vapor line on the entropy dome (shown in dotted lines) for water.

At constant volume hot pressurized liquid water is injected at point b at a higher temperature than the working space, and a small portion of the water vaporizes so that the pressure increases along bc from  $P_b$  to  $p_c$ . The temperature T of the dry saturated vapor also increases while the entropy of the dry vapor decreases to c.

As the rotor rotates the wet water vapor expands along cd; however, due to the presence of hot liquid water droplets the expansion is not adiabatic but polytropic due to heat transfer from the liquid water so that the curve cd on the PV diagram is flattened. The expansion also produces a fall in T and a small increase in entropy S.

On exhaust from the working space the pressure in the working space falls along da.

The figure a', b', c, d in the TS diagram represents the cycle undergone by the liquid water. Thus, the liquid water is heated in the heating coil along a'b' and injected into the working space at b'. The temperature of the liquid water then falls along b'c after injection and thereafter the liquid and vapor are in equilibrium.

Typical operation is as follows. The pressure  $P_a$  at a is 1.2 bar and the temperature  $T_a$  is 378K (105 DEG C.). At a compression ratio of 16:1 the pressure  $P_b$  and temperature  $T_b$  at b rise to around 22 bar and 490K (217 DEG C.). Liquid water at 573K (300 DEG C.) and 86 bar is then injected into the working space at c and a small amount becomes vapor. Typically, for a 15 horsepower output about 5 ml of water is injected. This causes an increase in pressure along bc (typically  $p_c = 30$  bar) and an increase in temperature due to injection of the warmer water ( $T_c = 507K$  (234 DEG C.)). The reduction in entropy along bc of the water vapor originally in the cylinder arises from the injection of water in the liquid state. As the working space expands, the water vapor expands along cd to a pressure  $P_d$  of about 2 bar and a theoretical temperature  $T_d$  of about 383K (120 DEG C.).

The water vapor and liquid water are then exhausted from the working space along da causing a

decrease in temperature and pressure, and an increase in the entropy of vapor in the working space.

FIG. 6 shows PV and TS diagrams for the known two-stroke cycle internal combustion engine for comparison. Air is inducted at a and compressed adiabatically and isoentropically along ab. The temperature at b is greater and the slope of ab steeper than for the cycle of the present invention. The presence of liquid water in the working space in the cycle of the present invention flattens ab since energy is needed to vaporize liquid water during compression.

In the two-stroke cycle fuel is then burned in the cylinder, increasing the pressure, temperature and entropy along bc. In the cycle of the present invention the pressure increases slightly due to some liquid water flashing to vapor, and the temperature of water vapor in the working space increases. However, whereas in the two-stroke cycle there is an increase in entropy along bc, in the cycle of the present invention there is a decrease in entropy of the water vapor in the working space due to the addition of liquid water on injection.

Thereafter adiabatic isoentropic expansion occurs along cd, heated liquid water in the working space in the cycle of the present invention giving up heat and thereby causing a flattening of the PV curve in comparison to the curve for the two-stroke cycle internal combustion engine.

The high thermal efficiency of the cycle of the present invention resides in the fact that, whereas in the two-stroke cycle internal combustion engine the gas exhausted from the cylinder is at a high temperature and pressure, in the present invention only liquid water and a small amount of vapor is exhausted. Thus, liquid water is injected into and exhausted from the working space.

Most of the injected water after injection remains in the liquid state (ignoring the small amount of water which flashes to vapor) and so there is no significant entropy increase due to vaporization, and the internal energy lost by the injected water is converted almost completely into useful work. Moreover there is no need to scavenge the working space at the end of the cycle, in the present invention, so that heat of the water vapor is not lost. The presence of the residual liquid water droplets on the walls of the working space ensures that it contains the required residual water vapor ready for recommencement of the cycle. The line ae represents the opening of the exhaust valve before the end of the stroke.

The external combustion engine shown is capable of very high thermal efficiency. Theoretically, cold fuel F, cold air A and cold water W (if necessary) are inducted into the engine, and cold flue gases are vented. Therefore, almost all the heat given out by the burner may become converted into work. In practice, efficiencies of the order of 50 to 60% appear to be attainable.

It will be appreciated that the engine of the present invention may be simply constructed since it requires no valves and does not require high strength materials. The high rotational speeds obtainable make the rotary external combustion engine ideally suited for application to vehicles, where a high power to weight ratio is needed. Thus, the rotary external combustion engine according to the present invention features power to weight and power to volume ratios comparable to internal combustion engines but having a superior thermal efficiency. Moreover, since it is possible to arrange the combustion conditions in the burner to an optimum, it is possible to achieve almost complete combustion of the fuel to carbon dioxide and water and thus avoid carbon monoxide or unburnt fuel impurities in the exhausted flue gases. In particular, since

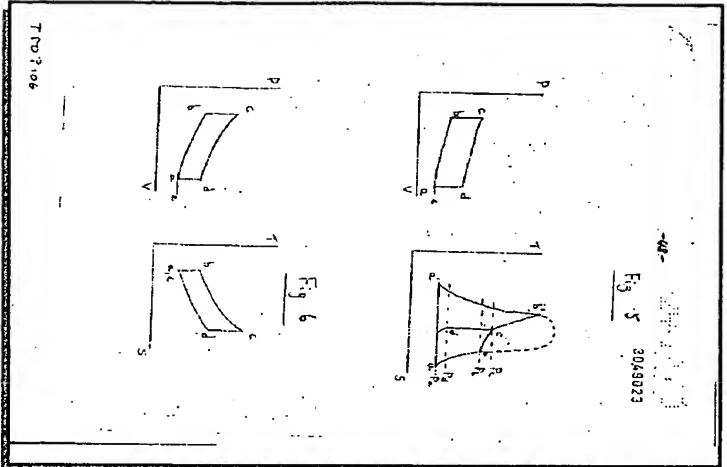
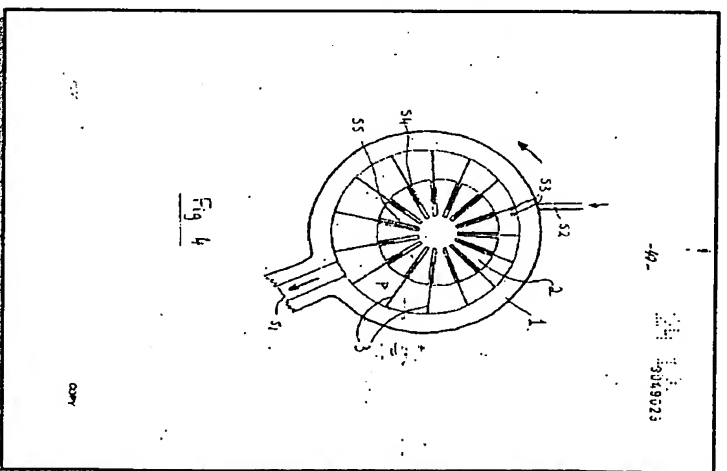
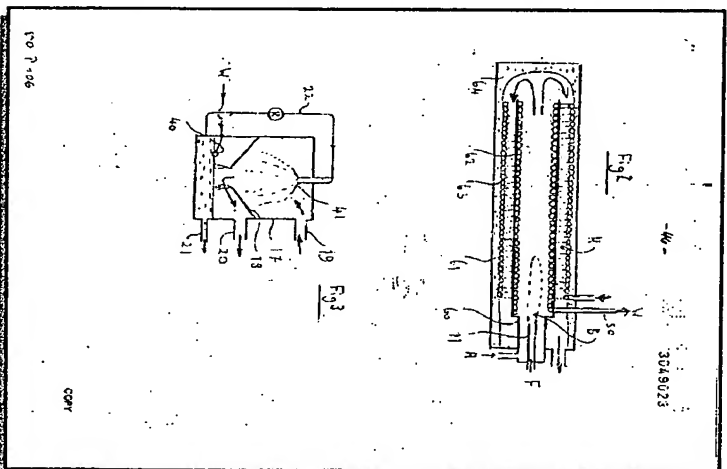
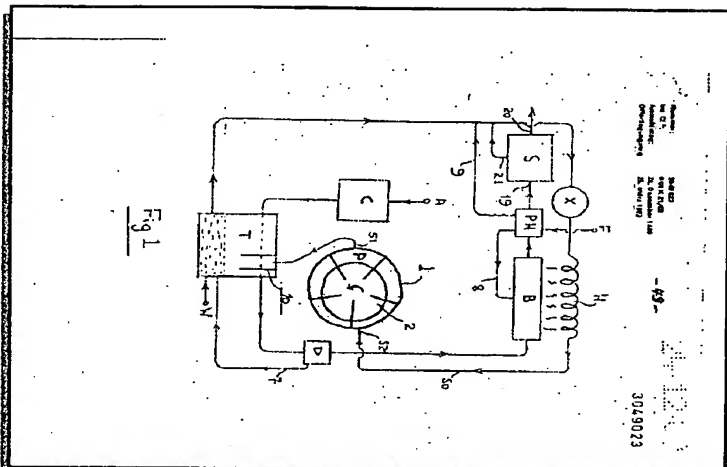
the combustion may be arranged to occur substantially at atmospheric pressure, there is almost no generation of nitrogen oxides during the combustion process. Therefore, this engine represents an improvement over internal combustion engines not only in terms of thermal efficiency but also as regards pollutant emissions.

Moreover, the engine is capable of utilizing a wide variety of fuels, for example gasoline, fuel oil, gaseous or liquefied hydrocarbons (including methane, butane and propane), alcohol and even solid fuels such as wood, coal and coke. The burner parameters may be adjusted to ensure substantially complete and pollution-free combustion. Furthermore, such an engine could be made to run more quietly than conventional internal combustion engines.

While it is contemplated that this invention will be carried out by manufacturing new engines incorporating the features disclosed in this invention, it may also be carried out by converting some existing rotary motive devices to operate in accordance with the principles of this invention. For this purpose a kit may be supplied incorporating the necessary components for making such a conversion. Such a kit would include a heat exchanger, including a fuel-air burner, for heating water to the necessary temperature and pressure; an insulated stator and rotor, the stator having an inlet for liquid water and an outlet for wet vapor exhaust; a compressor for supplying gas into a separating chamber and then to the burner; a pump for transmitting liquid water from the stator to the heat exchanger, an injector for injecting liquid water under pressure from the heat exchanger into the stator, a metering device for controlling the amount of water injected into the cylinder, and a separating chamber for separating liquid water from dry saturated vapor.

.....





①⑨ BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENTAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**  
⑪ **DE 3049023 A1**

⑤① Int. Cl. 3:  
**F01K21/02**  
F01C1/00

②① Aktenzeichen: P 30 49 023.4  
②② Anmeldetag: 24. 12. 80  
④③ Offenlegungstag: 25. 3. 82

DE 3049023 A1

③⑩ Unionspriorität: ③② ③③ ③①  
18.08.80 AU 5095-80

⑦② Erfinder:  
Fischer, Victor Herbert, Aratarmon, New South Wales, AU

⑦① Anmelder:  
Thermal Systems Ltd., Grand Cayman, Cayman Islands,  
Britisch Westindien, GB

⑦④ Vertreter:  
Walter, H., Pat.-Anw., 8000 München

⑤④ **Drehkolbenmotor mit äußerer Verbrennung, Verfahren zum Betrieb dieses Motors und Bausatz aus Teilen des Motors**

DE 3049023 A1

ORIGINAL INSPECTED

Patent provided by Sughrue Mion, PLLC - <http://www.sughrue.com>

Anmelder: THERMAL SYSTEMS LIMITED, P.O. Box 309 3049023  
Grand Cayman, Cayman Islands, Britisch Westindien

Titel: Drehkolbenmotor mit äußerer Verbrennung,  
Verfahren zum Betrieb dieses Motors und  
Bausatz aus Teilen des Motors

P a t e n t a n s p r ü c h e

1. Drehkolbenmotor mit äußerer Verbrennung, dessen Arbeitsraum Energie mit einem Wärmeübertragungsmedium zugeführt wird, gekennzeichnet durch
  - 1.1 einen Stator mit in diesem drehbar gelagertem sowie den Arbeitsraum definierendem Rotor, durch dessen Drehung der Arbeitsraum zwischen einem größten und einem kleinsten Volumen variabel ist,
  - 1.2 einen das wärmeübertragende Medium getrennt vom Arbeitsraum erwärmenden Wärmetauscher,
  - 1.3 einen derart gesteuerten Auslaß des Stators, daß das Wärmeübertragungsmedium dann ausgestoßen wird, wenn der Arbeitsraum sich in Nähe der Stelle seines größten Volumens befindet.
2. Drehkolbenmotor nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet daß

22.12.80

- 2 -

- 2.1 der Wärmetauscher (H) für das Erhitzen des Wärmeübertragungsmediums unter einem solchen Druck ausgelegt ist, daß das Medium in seiner flüssigen Phase verbleibt,
- 2.2 ein Injektor (52) derart gesteuert ist, daß das flüssige Medium dann in den Arbeitsraum (P) injiziert wird, wenn der Arbeitsraum nahe seinem kleinsten Volumen ist, wobei das flüssige Medium schlagartig im Arbeitsraum in Dampf- bzw. Nebelform übergeht.
3. Drehkolbenmotor nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Wärmetauscher (H) mindestens ein das Wärmeübertragungsmedium führendes Rohr aufweist und daß ein das Medium in dem Rohr derart erwärmender Kraftstoffbrenner (B) vorgesehen ist, daß das Medium in dem Rohr in seiner flüssigen Phase verbleibt.
4. Drehkolbenmotor nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß der Wärmetauscher ein Rohr in Form einer inneren Schlange (62) und eine zu dieser koaxialen äußeren Schlange (63) beinhaltet, daß der Brenner innerhalb der inneren Schlange derart angeordnet ist, daß heißes Verbrennungsgas vom

Brenner aus zunächst innerhalb der inneren Schlange und sodann zwischen der inneren und äußeren Schlange strömt.

5. Drehkolbenmotor nach einem der Ansprüche 3 und 4, dadurch gekennzeichnet, daß dem Brenner Luft mittels eines Rotationskompressors zugeführt wird.
6. Drehkolbenmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß der Stator und/oder der Rotor zumindest teilweise aus einem wärmeisolierenden Material gefertigt sind und daß dieses Material aus der Gruppe plastischer Werkstoff, glasfaserverstärktem Kunststoff, Holz und keramischen Stoffen gewählt ist.
7. Drehkolbenmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß der Rotor mit mehreren Wellen versehen ist, die zusammen mit dem Inneren des Stators mehrere Arbeitsräume bilden.
8. Drehkolbenmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß der Stator mit mehreren Nocken versehen ist, die zusammen mit dem Rotor mehrere Arbeitsräume bilden.

9. Drehkolbenmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß das Innere des Stators (1) zylindrisch ist, daß der Rotor (2) exzentrisch im Stator gelagert sowie mit mehreren radial nach außen sich erstreckenden und die Arbeitsräume begrenzenden Schiebern (3) versehen ist, und daß jeder Schieber derart radial nach außen gedrückt ist, daß er gegen die zylinderförmige Innenfläche des Stators abgedichtet ist.
10. Drehkolbenmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß der Injektor mit zwei Einlässen (53) versehen ist, die am Umfang des Stators in einem solchen Abstand voneinander angeordnet sind, daß während der Rotation des Rotors mindestens einer der Einlässe ständig nicht überdeckt ist.
11. Drehkolbenmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß der Auslaß (51) um einen Rotationswinkel von  $180^{\circ}$  vom Injektor (52) entfernt liegt.
12. Drehkolbenmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, daß der Auslaß durch einen

- Schlitz in der Zylinderwand gebildet ist, der dann in Verbindung mit dem Arbeitsraum steht, wenn das Volumen des Arbeitsraumes sein Maximum erreicht.
13. Drehkolbenmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 12, dadurch gekennzeichnet, daß das Verdichtungsverhältnis mindestens 10:1 beträgt.
  14. Drehkolbenmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 13, gekennzeichnet durch Rückführungsmittel zur Rückgewinnung der Wärme des ausgestoßenen Wärmeübertragungsmediums und zum Ruckeinspeisen der Wärme in den Wärmetauscher.
  15. Drehkolbenmotor nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, daß die Rückführungs-Vorrichtung als geschlossener Kreislauf ausgebildet ist, der bei atmosphärischem Druck betrieben wird.
  16. Drehkolbenmotor nach Anspruch 14 oder 15, dadurch gekennzeichnet, daß die Rückführungs-Anlage einen Abscheider (7) aufweist und daß dieser einen mit dem Auslaß aus dem Stator verbundenen Einlaß für das Wärmeübertragungsmedium, einen Einlaß für Luft, einen Auslaß für Verbrennungsluft und für Wärme-

- Übertragungsmedium in Nebelform zu einem Brenner des Wärmetauschers hin sowie einen Auslaß für flüssiges Medium beinhaltet, der mit dem Wärmetauscher verbunden ist.
17. Drehkolbenmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 16, dadurch gekennzeichnet, daß mittels des Injektors flüssiges Medium kontinuierlich in das Innere des Stators einspritzbar ist.
  18. Drehkolbenmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 17, gekennzeichnet, durch eine Drehzahlsteuerung zur Steuerung der Leistung des Motors durch Steuerung des Volumens des flüssig in den Arbeitsraum eingespritzten Wärmeübertragungsmediums.
  19. Drehkolbenmotor nach Anspruch 18, dadurch gekennzeichnet, daß als Drehzahlsteuerung eine variable Verbrennerpumpe dient.
  20. Drehkolbenmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 8, gekennzeichnet durch eine Drehzahlsteuereinrichtung zur Steuerung der Leistung des Motors durch Regeln der Temperatur des flüssigen Wärmeübertragungsmediums, das in den Arbeitsraum eingespritzt wird.

T 80 P 106  
22.12.80

- 7 -

ORIGINAL INSPECTED



3049023

21. Drehkolbenmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 20, dadurch gekennzeichnet, daß durch Ausbildung von Rotor und/oder Stator im Arbeitsraum nach Ausstoßen des Wärmeübertragungsmediums am Ende des Arbeitstaktes etwas flüssiges Medium im Arbeitsraum zurückbleibt.
22. Drehkolbenmotor nach Anspruch 21, dadurch gekennzeichnet, daß sich im Stator und/oder Rotor eine Ausnehmung zur Aufnahme von zurückbleibendem flüssigem Medium befindet.
23. Verfahren für das Betreiben eines Drehkolbenmotors mit äußerer Verbrennung nach einem der Ansprüche 1 bis 22 mit einem Stator sowie einem darin drehbar gelagerten, einen Arbeitsraum bestimmenden Rotor und mit Energiezuführung in den Arbeitsraum mittels eines Wärmeübertragungsmediums, gekennzeichnet durch
  - 23.1 einen Kompressionszyklus, in dem das Volumen des Arbeitsraumes abnimmt und das im Arbeitsraum vorhandene gasförmige Wärmeübertragungsmedium verdichtet wird;
  - 23.2 einen Expansionszyklus, in dem das Volumen des Arbeitsraumes unter Antreiben des Rotors zunimmt;

T 80 P 106  
22.12.80

- 8 -

ORIGINAL INSPECTED

3049023

- 23.3 Ausstoßen des Wärmeübertragungsmediums aus dem Arbeitsraum unter Zurücklassen von restlichem, gasförmigen Wärmeübertragungsmedium in dem Arbeitsraum.
24. Verfahren nach Anspruch 23, gekennzeichnet durch
- 24.1 Erzeugen außerhalb des Arbeitsraumes von Wärmeübertragungsmedium unter einem solchen Druck, daß das Medium in der flüssigen Phase verbleibt und
- 24.2 Einspritzen des erhitzten, flüssigen Mediums in das komprimierte, gasförmige Medium im Arbeitsraum, so daß wenigstens ein Teil des flüssigen Mediums schlagartig in Dampf- bzw. Nebelform übergeht und die innere Energie des Arbeitsraumes erhöht wird.
25. Verfahren nach Anspruch 23 oder 24, gekennzeichnet durch Verwenden von Wasser, einem Öl, Natrium oder deren Mischungen als wärmeübertragendes Medium.
26. Verfahren nach einem der Ansprüche 23 bis 25, dadurch gekennzeichnet, daß während des Kompressionszyklus der Arbeitsraum Wärmeübertragungsmedium sowohl in flüssiger als auch in gasförmiger Phase enthält.

T 80 P. 106  
22.12.80

27. Verfahren nach einem der Ansprüche 23 bis 26,  
dadurch gekennzeichnet, daß wenigstens ein Teil  
des wärmeübertragenden Mediums, das aus dem  
Arbeitsraum ausgestoßen wird, sich in der flüssigen  
Phase befindet.
28. Verfahren nach einem der Ansprüche 23 bis 27,  
dadurch gekennzeichnet, daß Temperatur und Druck  
des erhitzten, flüssigen Wärmeübertragungsmediums  
oberhalb oder unterhalb des kritischen Punktes  
liegen, daß aber diese Werte höher liegen als  
der Siedepunkt bei atmosphärischem Luftdruck.
29. Verfahren nach einem der Ansprüche 23 bis 28,  
dadurch gekennzeichnet, daß der Druck des aus-  
gestoßenen Mediums nach dem Ausstoßen höher liegt  
als eine Atmosphäre.
30. Verfahren nach einem der Ansprüche 23 bis 29,  
dadurch gekennzeichnet, daß der größte Teil  
des injizierten flüssigen Mediums nach dem  
Injizieren in der flüssigen Phase verbleibt.

T 80 P 106  
22.12.80

- 10 -

3049023

31. Verfahren nach einem der Ansprüche 23 bis 30, dadurch gekennzeichnet, daß die Temperatur des eingespritzten flüssigen Mediums höher ist als die Temperatur des Arbeitsraumes zum Zeitpunkt des Einspritzens.
32. Verfahren nach einem der Ansprüche 23 bis 31, gekennzeichnet durch kontinuierliches Einspritzen des flüssigen Mediums.
33. Verfahren nach einem der Ansprüche 23 bis 32, gekennzeichnet durch Verwendung von Wasser als Wärmeübertragungsmedium und Rückführung des ausgestoßenen Wassers in den Motor durch Wärmezuführen zum Medium mittels eines Kraftstoff-Luft-Brenners, durch Ersetzen jeglicher Verluste in dem wieder eingespeisten Wasser durch Kondensieren von Wasser aus den Auspuffgasen vom Brenner.
34. Verfahren nach einem der Ansprüche 23 bis 33, dadurch gekennzeichnet, daß Wärmeenergie in verwertbare Arbeitsleistung mit einem höheren Wirkungsgrad als der Wirkungsgrad des Rankine-Arbeitsprozesses bei dessen Arbeiten zwischen den gleichen oberen und unteren Temperaturgrenzen umsetzbar ist.

T 80 P 106  
22.12.80

- 11 -

ORIGINAL INSPECTED

Patent provided by Sughrue Mion, PLLC - <http://www.sughrue.com>

3049023

35. Umbausatz für das Umwandeln eines Innenverbrennungsmotors in einen Rotationsmotor mit äußerer Verbrennung nach einem der Ansprüche 1 bis 22, gekennzeichnet durch

- 35.1 einen Wärmetauscher und Kraftstoff-Luft-Brenner zum Heizen von Wasser unter Druck;
- 35.2 einen wärmeisolierten Stator und Rotor, wovon der Stator mit einem Auslaß für flüssiges Wasser und Dampf (Naßdampf) versehen ist;
- 35.3 eine Druckpumpe zum Einspeisen von Wasser in den Wärmetauscher;
- 35.4 einen Injektor zum Injizieren von flüssigem Wasser unter Druck in den Stator;
- 35.5 eine Meßeinrichtung zum Steuern des Volumens des injizierenden Wassers, und
- 35.6 einen Behälter zur Aufnahme von wiedergewonnenem Wasser.

T 80 P 106  
22.12.80

ORIGINAL INSPECTED

Anmelder: THERMAL SYSTEMS LIMITED, P.O. Box 309 3049023  
Grand Cayman, Cayman Islands, Britisch Westindien

Titel: Drehkolbenmotor mit äußerer Verbrennung,  
Verfahren zum Betrieb dieses Motors und  
Bausatz aus Teilen des Motors

B e s c h r e i b u n g s e i n l e i t u n g

Vorliegende Erfindung bezieht sich auf einen Drehkolbenmotor mit äußerer Verbrennung, insbesondere auf einen Motor des Typs mit einem Stator und mit einem Rotor, durch welche Teile ein Arbeitsraum variablen Volumens definiert wird und in den Wärmeenergie zur Arbeitsleistung des Motors von außerhalb des Arbeitsraumes eingegeben wird. Im Besonderen betrifft die Erfindung einen neuartigen Arbeitsprozeß.

Bislang wurden viele Versuche gemacht, einen Motor anzugeben, in dem ein hoher thermischer Wirkungsgrad, ausgedrückt in dem Verhältnis zugeführter Wärmeenergie zu nutzbarer Arbeitsleistung mit einem annehmbaren Leistungs/Gewicht- und Leistung/Volumen-Verhältnis des Motors verwirklicht wurden. Der Innenverbrennungsmotor hat ein gutes Leistung/Gewicht-Verhältnis, jedoch einen verhältnismäßig niederen thermischen Wirkungsgrad. Es ist allgemein anerkannt, daß von den Innenverbrennungs-

22.12.80

- 2 -

motoren der Dieselmotor den besten thermischen Wirkungsgrad hat (bis etwa 40 %). Thermodynamisch wirkungsvollere Maschinen beruhen auf dem Carnot-, Stirling- und Ericsson-Prozess. Diese bereits gebauten Motoren haben allgemein zu keinem besonderen kommerziellen Erfolg geführt, und zwar hauptsächlich aufgrund des Problems, einen kleinen und doch wirkungsvollen Wärmetauscher zu schaffen, der es erlaubt, das Arbeitsgas schnell und wirksam durch die externe Wärmequelle zu erhitzen.

Eine wohlbekannte Maschine mit äußerer Verbrennung ist die Dampfmaschine, deren Leistung/Gewicht-Verhältnis ist jedoch generell niedrig, weil sie einen getrennt angeordneten Dampferzeuger sowie einen Kondensator benötigt. Die Dampfmaschine verwendet im allgemeinen überhitzten Wasserdampf (I) oder einen anderen "trockenen" Dampf (II) als Arbeitsfluid. Im übrigen ist der Wirkungsgrad der Dampfmaschine durch die durch den Rankine-Zyklus gezogenen Grenzen beschränkt.

Vorliegende Erfindung schlägt einen Drehkolbenmotor mit äußerer Verbrennung vor, bei dem Energie einem Arbeitsraum der Maschine mittels eines Wärmeübertragungsmediums zugeführt wird, welche Maschine beinhaltet

T 80 P 106  
22.12.80

- 3 -

ORIGINAL INSPECTED

24 12 80

- 7 - 14

3049023

- einen Wärmetauscher zum Erhitzen des Wärmeübertragungsmediums außerhalb des Arbeitsraumes sowie unter einem solchen Druck, daß das Medium in seiner flüssigen Phase verbleibt;
- einen Injektor, der so gesteuert ist, daß dieser das erhitzte flüssige Medium in den Arbeitsraum injiziert, wenn der Arbeitsraum etwa sein kleinstes Volumen besitzt, wodurch das flüssige Medium sofort bei dem Vorgang verdampft (vaporises);
- der Stator weist einen derart gesteuerten Auslaß auf, daß das Wärmeübertragungsmedium aus dem Arbeitsraum dann ausgestoßen wird, wenn der Arbeitsraum nahezu sein größtes Volumen erreicht hat.

Der Motor kann aus einem oder mehreren Statoren und einem oder mehreren Rotoren, die den Arbeitsraum bzw. die Arbeitsräume definieren, bestehen.

Üblicherweise hat der Stator einen zylindrischen Innenraum, in dem der Rotor exzentrisch drehbar gelagert ist. Vorteilhafterweise ist der Rotor mit Schiebern derart versehen, daß zwischen dem Stator und dem Rotor mindestens ein Arbeitsraum mit "mondförmigem" Querschnitt gebildet ist. Wenn sich der Rotor exzentrisch innerhalb des Stators dreht, nimmt das Volumen eines jeden Arbeitsraumes von

T 80 P 106  
22.12.80

- 4 -



einem Minimum zu einem Maximum zu und nimmt dann anschließend zu einem Minimum bei jeder Umdrehung ab.

Insofern ist die Gestaltung des Motors analog der Konstruktion einer Drehschieberpumpe. Indessen sind auch andere Stator- und Rotorausbildungen mit gleicher Wirkung möglich. Insbesondere muß der Querschnitt des Stators nicht kreiszyllindrisch sein, sondern kann auch zwei, drei, vier, fünf oder mehr Nocken aufweisen. Desgleichen muß der Rotor im Querschnitt nicht kreisförmig sein sondern kann mehrere wellenförmige Vorsprünge aufweisen, durch die innerhalb des Stators der Arbeitsraum definiert ist.

Bei einer bevorzugten Ausgestaltung hat der Rotor zylinderförmigen Querschnitt und weist zwei oder mehr Schieber auf, welche in Schlitzen im Rotor radial verschiebbar sind, so daß Veränderungen im Abstand zwischen einem beliebigen Punkt am Rotor und dem zugehörigen Punkt am Stator erfolgen, wenn der Rotor sich dreht. Ferner sind jedem Schieber Druckmittel zugeordnet, um den Schieber elastisch gegen die Innenwand des Stators zu drücken, und um dadurch jeden einzelnen Arbeitsraum gegenüber dem Stator abzudichten. Als Druckmittel können Federn dienen, wie z.B. Schrauben- oder Blattfedern, die an der Innenseite eines jeden Schlitzes angeordnet sind und zwischen der Innenseite des Schlitzes und der benachbarten Innenseite des zugehörten Schiebers so wirken, daß sie den Schieber radial nach außen drücken.

Um Undichtigkeiten zu vermeiden, sind zwischen den axialen Enden des Rotors und des Stators Dichtmittel angebracht. Diese Dichtmittel gehören zum Stand der Technik; beispielsweise kommen O-Ringe oder Labyrinthdichtungen in Betracht.

Der Wärmetauscher kann aus einem Kraftstoffbrenner bestehen. Dem Brenner kann Verbrennungsgas bei dem entsprechenden oder erhöhten Umgebungsluftdruck zugeführt werden. Vorzugsweise ist ein Kompressor vorgesehen, der dem Brenner unter Druck stehendes Gas zuführt. Ein derartiger Kompressor kann ein Drehkolbenkompressor, wie z.B. ein Schaufel- oder Turbinenkompressor sein, der unmittelbar von dem Motor angetrieben wird, oder ein Turbolader, der von den Brennergasen angetrieben wird. Wahlweise kann der Kompressor auch ein vom Motor angetriebener Kolbenkompressor sein.

Zum Injizieren erhitzten flüssigen Wärmeübertragungsmediums in den Arbeitsraum ist ein Injektor vorgesehen. Zweck des injizierten flüssigen Mediums ist es, die schnelle und wirkungsvolle Wärmeübertragung zwischen Brenner und Arbeitsraum zu ermöglichen.

Ein Teil des flüssigen Wärmeübertragungsmediums geht schlagartig beim Injizieren in den Arbeitsraum in Dampf (vapour) über.

Um Mißverständnisse zu vermeiden, werden nachstehend einige, in dieser Beschreibung verwendete Ausdrücke näher erläutert. Das Wärmeübertragungsmedium kann in seiner flüssigen Phase oder in seiner Dampfphase vorhanden sein. Der Ausdruck "feuchter Dampf" wird verwendet, um auszudrücken, daß das injizierte Medium gleichzeitig sowohl in seiner flüssigen Phase (z.B. in Tröpfchenform) als auch in seiner Dampfphase vorhanden ist.

Vorzugsweise wird das flüssige Medium mittels eines Kraftstoffbrenners in einem kompakten Wärmetauscher auf hohen Druck und hohe Temperatur (d.h. auf hohe innere Energie) erhitzt, beispielsweise einer Schlange aus einem Rohr mit geringem Durchmesser. Da ein solches Rohr mit geringem Durchmesser hohe Drücke aushalten kann, ist es möglich, das Medium bis zu seinem kritischen Punkt zu erwärmen. Für besondere Anwendungsfälle, wenn eine große Wärmemenge übertragen werden muß, kann es zweckmäßig sein, das Medium auf eine Temperatur und einen Druck oberhalb des kritischen Punktes zu erhitzen. Danach wird das heiße, unter Druck stehende Medium in den Arbeitsraum injiziert. Der innere

3049023

- 7 -  
18

Energieinhalt des Mediums wird aus den heißen flüssigen Tröpfchen beim Verdampfen der Flüssigkeit sehr schnell auf den Arbeitsraum übertragen, wodurch der Druck sehr schnell ansteigt. Der Dampf in dem Arbeitsraum dehnt sich aus (gewöhnlich polytropisch, d.h. nicht-adiabatisch) und treibt den Rotor an.

Sobald der Arbeitsraum etwa sein größtes Volumen erreicht hat, wird der Dampf und das flüssige Medium vom Arbeitsraum ausgestoßen.

Als Wärmeübertragungsmedium dient eine verdampfbare Flüssigkeit, wie z.B. Wasser, von der ein Teil nach der Injektion in den Arbeitsraum momentan in Dampf übergeht. Dadurch erfolgt ein sehr schneller Wärmeübergang zwischen dem heißen Wasserdampf und dem Arbeitsraum.

Hieraus ist zu ersehen, daß die injizierte Flüssigkeit im wesentlichen als wärmeübertragende Flüssigkeit dient, die es dem in dem Arbeitsraum befindlichen Dampf ermöglicht, innere Energie (interne Energie) in mechanische Arbeit umzusetzen. Vorzugsweise besitzt das Wärmeübertragungsmedium eine hohe thermische Leitfähigkeit, damit die Wärmeübertragung in dem Wärmetauscher maximiert wird. Als Medium wird vorzugsweise Wasser, Öl, Natrium, Quecksilber und

T 80 P 106  
22.12.80

- 8 -

Mischungen davon gewählt. Das Mischen kann innerhalb oder außerhalb des Arbeitsraumes erfolgen. Es ist möglich, daß der Arbeitsraum verdampfbares Wärmeübertragungsmedium enthält, das durch Injizieren von erhitztem flüssigem Medium (das selbst nicht verdampfbar sein muß) zur Verdampfung gebracht wird. Zur Unterstützung der Schmierung des Motors kann Wasser als Gemisch mit einem Öl, z.B. als Emulsion, Dispersion oder als Lösung von Wasser und einem wasserlöslichen Öl, verwendet werden.

Beim Betrieb befindet sich immer eine Restmenge Dampf von der Verdampfung des Wärmeübertragungsmediums und gewöhnlich etwas Flüssigkeit in dem Arbeitsraum.

Das Zurückbleiben einer Restmenge des flüssigen Mediums im Arbeitsraum ist aus Gründen wünschenswert, die im folgenden deutlich werden, da dies die während des Kompressionszyklus erzielten Drücke verringert. Es ist wünschenswert, daß der Stator und/oder Rotor so konstruiert werden, daß etwas flüssiges Medium im Arbeitsraum nach dem Ausstoßen zurückgehalten wird. Im allgemeinen kann dies dadurch erzielt werden, daß in dem Stator oder Rotor geeignete Vertiefungen vorgesehen werden.

Der in dem Arbeitsraum befindliche Druck nach Ausstoßen der Flüssigkeit wird im allgemeinen größer sein als der Umgebungsluftdruck (1 bar) und im allgemeinen wird es bevorzugt, den Druck des abgegebenen Mediums auf im wesentlichen 1 bar herabzusetzen. Der Druck bei geringstem Volumen des Arbeitsraumes wird durch das Kompressionsverhältnis bestimmt, das für einen hohen Wirkungsgrad im allgemeinen 10:1 überschreitet. Der Motor kann jedoch auch mit sehr niedrigen Kompressionsverhältnissen, z.B. unter 5:1 betrieben werden.

Von einer Dampfmaschine unterscheidet sich der Erfindungsgegenstand insofern, als das Wärmeübertragungsmedium seine flüssige Form beibehält und nicht in die Dampfform übergehen (vaporisieren) kann, bis es in den Arbeitsraum eingespritzt wird. Dies ist ein wesentlicher Unterschied gegenüber einer Dampfmaschine, bei der selbst im Falle der Anwendung eines Kessels für Augenblicksverdampfung das Wasser in den Arbeitszylinder immer in der Form von echtem Dampf (steam) gelangt. Da es bei einer herkömmlichen Dampfmaschine in Wirklichkeit immer notwendig ist, den Dampf zu überhitzen, um Wassertröpfchen zu beseitigen, ist es bei einer bekannten Dampfmaschine nicht möglich, flüssiges Wasser direkt in den Zylinder einzusprühen, weil dies zu Wasserausfall in Form von Tröpfchen im Zylinder

führen würde. Demgegenüber bleibt bei der erfindungsgemäßen Maschine vorzugsweise der Großteil des Wassers in Form von flüssigen Tröpfchen in dem Arbeitsraum, da dies die Rückkondensation zur Rückgewinnung der latenten Wärme der Vaporisierung verringert, was geschehen muß.

Da der Großteil des Wassers injiziert und in der flüssigen Phase ausgestoßen wird, tritt im wesentlichen keine Entropie-Zunahme aufgrund der Vaporisierung auf. Beim Rankine-Zyklus der Dampfmaschine stellt diese Vaporisierung eine theoretische Grenze hinsichtlich des Wirkungsgrades einer idealen Maschine dar, da Leistung erbracht werden muß, um den ausgestoßenen Dampf wieder zu flüssigem Wasser zu kondensieren. Bei der vorliegenden Erfindung ist das nicht notwendig, so daß fast die gesamte, durch das injizierte Wasser verlorene innere Energie in nutzbare Leistung gewandelt werden kann. Der Großteil des Wärmeübertragungsmediums ändert gewöhnlich seinen Zustand nicht. Somit ist der theoretische Wirkungsgrad des erfindungsgemäßen Zyklus größer als der Wirkungsgrad des Rankine-Zyklus.

Es ist notwendig, daß das erhitzte Wärmeübertragungsmedium vor der Injektion in seiner flüssigen Phase verbleibt.

Obwohl dieses sich durch die Anwendung geeigneter Sensoren erreichen läßt, um sicherzustellen, daß die Temperatur bei einem gegebenen Druck niemals den Siedepunkt des Mediums übersteigt, hat der Erfinder ermittelt, daß die Wärmezufuhr das flüssige Medium nicht veranlaßt zu sieden, wenn ein ständiges Fließen des flüssigen Mediums durch den Wärmetauscher, in dem das flüssige Medium erhitzt wird, mittels einer genügend großen Öffnung aufrechterhalten wird. Somit lassen sich durch zweckmäßige Wahl der Dimension der Mündung komplexe Temperatur- und Druck-Sensoren vermeiden. Selbstverständlich ist die erwähnte Mündung Teil der injizierenden Mittel, durch welche das flüssige Medium in den Arbeitsraum injiziert wird. Somit ist es möglich, die Leistungsabgabe der Maschine einfach dadurch zu steuern, daß die Wärmezufuhr zum Brenner geregelt wird, was beispielsweise durch Steuern der Kraftstoffzufuhr in den Brenner (bei einer konstanten Injektionsrate des Flüssigkeitsvolumens) erfolgt. Die Leistungsabgabe der Maschine kann auch dadurch gesteuert werden, daß die Injektionsmenge des Flüssigkeitsmediums gesteuert wird, z.B. unter Verwendung einer variablen Verdrängerpumpe.

Üblicherweise wird das Wärmeübertragungsmedium wiedergewonnen, nachdem es von dem Arbeitsraum ausgestoßen wurde. Das ausgestoßene Medium, das immer noch etwas erwärmt ist,



kann erneut in den Wärmetauscher eingespeist werden, so daß der Wärmeinhalt des Mediums nicht verloren ist. Derart dient das Medium lediglich als wärmeübertragende Flüssigkeit und wird keineswegs verbraucht.

Wasser ist ein bevorzugtes Wärmeübertragungsmedium. Mittel können vorgesehen werden, um Wasser aus den Verbrennungsabgasen des Brenners zu gewinnen. Dadurch ist es nicht erforderlich, Wasser nachzufüllen, da dieses von dem Wasser gewonnen wird, das durch die Verbrennung im Brenner anfällt.

Das in den Brenner eingespeiste Gas ist in der Lage, am Verbrennungsprozess im Brenner aktiv teilzunehmen. Das Gas kann ein Gas sein, das die Verbrennung unterstützt, wie z.B. Sauerstoff, Luft oder ein anderes sauerstoffhaltiges Gas, oder ein Stickstoffoxid. Alternativ kann vorteilhafterweise als Gas ein brennbares Gas gewählt werden. Geeignet sind viele bekannte brennbare Gase, wie z.B. gasförmige Kohlenwasserstoffe, Kohlenmonoxid oder Wasserstoff.

Als Brennstoff für den Brenner stehen flüssige Brennstoffe, wie Benzin, Heizöl, flüssige oder gasförmige Kohlenwasserstoffe, Alkohole, Holz, Kohle oder Koks zur Verfügung.

T 80 P 106  
22.12.80

- 13 -

In vorteilhafter Weise werden verschiedene Mittel angewandt, um Wärme rückzugewinnen. So kann der ganze Motor in einem wärmeisolierten Gehäuse eingeschlossen sein. Es können zweckmäßigerweise Wärmetauscher zusätzlich vorgesehen sein, um Strahlungswärme zu erfassen und sie beispielsweise zu übertragen, um den Brennerkraftstoff vorzuwärmen. Vorteilhafterweise wird auch die in den Brennerabgasen verbliebene Restwärme zurückgewonnen. Dies ist dadurch möglich, daß die Abgase durch eine Sprühkammer durchgeleitet werden, in der ein Flüssigkeitsstrahl durch das Abgas gesprüht wird. Zweckmäßigerweise verwendet man die gleiche Flüssigkeit, wie die in den Motor injizierte. Es ist vorteilhaft, das flüssige Medium durch die Abgase zu sprühen, um das flüssige Medium dicht an seinen Siedepunkt heranzuführen, bevor das Medium in den Wärmetauscher eingeführt wird. Ferner ist im Falle, daß Wasser verwendet wird, der Einbau einer Wassersprühkammer oder eines Kondensators vorteilhaft. In dieser Anlage kann Wasser aus den Abgasen des Brenners kondensiert werden, wodurch es nicht notwendig ist, Zusatzwasser in den Kreislauf einzuspeisen. Gewöhnlich umfaßt das ausgestoßene Wärmeübertragungsmedium einen Anteil an Dampf. Dieser Dampf kann von dem flüssigen Medium in einem Abscheider getrennt werden und mit Verbrennungsgas in den Brenner eingespeist werden und dadurch das Verbrennungsgas vorwärmen und mehr Dampf kondensieren.

Im Vergleich zu bekannten Motoren ist die Konstruktion eines erfindungsgemäßen Motors in gewisser Hinsicht beträchtlich vereinfacht, insbesondere gegenüber Innenverbrennungsmotoren. So sind beispielsweise die Temperaturen, mit denen man im Arbeitsraum rechnen muß, niedriger, so daß sich geringe Abdichtprobleme bei den Arbeitsräumen ergeben. Es ist anzumerken, daß mit dem erfindungsgemäßen Motor Leistung bei erheblich geringeren Temperaturen als bei einem Innenverbrennungsmotor gewonnen wird. Vor allem weist aber der herkömmliche Innenverbrennungsmotor einen erheblich geringeren thermischen Wirkungsgrad auf, was bedeutet, daß die Zylinder gekühlt werden müssen und daß Maßnahmen gegen ein "Fressen" erforderlich sind.

Da die Temperaturen im Motor verhältnismäßig niedrig liegen, beispielsweise bei 250° C, ist es im allgemeinen nicht erforderlich, die Zylinder aus Metall zu fertigen. Plastische Materialien, wie z.B. Polytetrafluoräthylen (PTFE), mit Silizium imprägniertes, glasfaserverstärktes Kunstharz, sowie andere in vergleichbaren Anwendungsgebieten übliche Kunststoffe sind besonders vorteilhaft wegen ihres geringen Preises und ihrer leichten Anwendbarkeit. Bei einigen Ausführungsbeispielen kann die Anwendung von plastische Materialien mit einer niedrigen Wärmeleitfähigkeit insofern vorteilhaft sein, daß der Bereich des Stators, bei dem

Wärme in den Arbeitsraum eingeführt wird, eine verhältnismäßig hohe Temperatur beibehalten kann, während der Bereich des Auslasses eine verhältnismäßig niedere Temperatur aufweist. Es lassen sich auch andere wärmeisolierende Materialien anwenden, wie z.B. Holz oder keramische Stoffe.

Die Leistung wird dem Motor mittels einer Welle entnommen, mit welcher der Rotor fest verbunden ist. Es ist hervorzuheben, daß der Motor bei hohen Drehzahlen betrieben werden kann. Dadurch ist er beispielsweise besonders geeignet als kleinerer Motor, beispielsweise für den Antrieb eines Kraftfahrzeuges oder dergleichen. Ferner ist der Motor besonders geeignet für andere Anwendungsfälle, bei denen es auf hohe Drehzahlen ankommt, wie z.B. bei der Erzeugung von Elektrizität.

Im Vergleich zu einer Dampfmaschine hat der erfindungsgemäße Motor einen erheblich geringeren Raumbedarf, und dies beruht u.a. darauf, daß kein gesonderter Hochdruckdampferzeuger erforderlich ist, weil erfindungsgemäß die Flüssigkeit in ihrer flüssigen Phase in einem erheblich kleiner zu bauenden Wärmetauscher erhitzt wird. An sich ist auch kein Kondensator erforderlich, obwohl jedoch ein Abscheider oder eine Sprühkammer zum Wiedergewinnen des Wassers zweckmäßig ist. Im Vergleich zu Innenverbrennungs-

motoren ist der erfindungsgemäße Motor thermisch wirkungsvoller, sowohl wenn man die im Arbeitsraum als Nutzleistung gewonnene Wärmemenge als auch wenn man die aus dem verbrannten Kraftstoff gewonnene Wärmemenge betrachtet. Dies beruht u.a. darauf, daß in einem herkömmlichen Innenverbrennungsmotor vollständige Verbrennung selten erreichbar ist. Die Parameter des Brenners gemäß vorliegender Erfindung lassen sich optimieren, um nahezu vollständige Verbrennung des Betriebsstoffes im Brenner zu erzielen. Dadurch läßt sich auch Umweltverschmutzung in Form von unverbrannten Betriebsstoffen oder Kohlenmonoxid völlig eliminieren.

Gegenüber bekannten Gaskraftmaschinen ist erfindungsgemäß der gasbetriebene Wärmetauscher mit hohem Raumbedarf durch einen kompakten Erhitzer für das flüssige Medium ersetzt.

Ausführungsbeispiele der Erfindung sowie weitere erzielte Vorteile gehen aus der nachfolgenden Beschreibung und der zugehörigen schematischen Zeichnung hervor. In dieser zeigen:

Fig. 1 eine Rotations-Maschine mit äußerer Verbrennung in schematischer Darstellung,

Fig. 2 den zur Maschine gemäß Fig. 1 gehörigen Wärmetauscher in schematischer Schnitt-Darstellung,

T 80 P 106  
22.12.80

- 17 -

- 17 -  
28

3049023

Fig. 3 eine Sprüh-Vorrichtung zum Kühlen des vom Brenner kommenden Verbrennungs-Gases,

Fig. 4 den Stator mit Rotor zur Maschine im Querschnitt,

Fig. 5 Diagramme: Druck (P) über Volumen (V) und Temperatur (T) über Entropie (S) zur Maschine gemäß Fig. 1 und

Fig. 6 PV- und TS-Diagramme bekannter Zweitakt-Innenverbrennungsmaschinen zum Vergleich.

T 80 P 106  
22.12.80

- 18 -

### Figurenbeschreibung

Die in Fig. 1 dargestellte Rotations-Maschine mit äußerer Verbrennung besteht aus einem Stator 1 mit zylindrischer Bohrung, einem hierin exzentrisch drehbar gelagerten Rotor 2, aus im Rotor verschiebbar angeordneten Schiebern 3, durch die Arbeitsräume P bestimmt sind und aus einem Kompressor C zum Einspeisen von verdichteter Luft in den Brenner B über Abscheider T. Zur Anlage gehört ferner eine Pumpe X zum Einspeisen von Wasser unter Druck in den Erhitzer H und eine Sprühkammer (Diffusionskammer) S zum Besprühen der vom Brenner B kommenden Gase mit Wasser, um diese heißen Gase zu kühlen und zu waschen sowie um das Wasser vorzuwärmen. Wahlweise kann ein Vorwärmer pH zum Vorwärmen des zum Brenner geleiteten Brennstoffes vorgesehen sein, was hauptsächlich für schwere Heizöle in Betracht kommt. Schließlich dient ein Abscheider T zum Wiedergewinnen und Trennen des Dampfes und flüssigen Wassers aus dem Abgas aus dem Arbeitsraum.

In einem Kompressor C wird atmosphärische Luft A verdichtet und durch einen Abscheider T in den Brenner B eingeleitet. Bei Drehung des Rotors 2 in Pfeilrichtung verringert sich das Volumen des Arbeitsraumes P.

T 80 P 106  
22.12.80

- 19 -

ORIGINAL INSPECTED

Wenn der Arbeitsraum sein kleinstes Volumen erreicht hat, wird durch den Einlaß 52 hocherhitzte Flüssigkeit injiziert, um den Arbeitsraum zu erwärmen.

Bei der Anlage gemäß Fig. 1 wird Wasser, das eine verdampfbare Flüssigkeit (in Dampf überführbare Flüssigkeit) ist, als wärmeübertragendes Medium angewandt. Indessen können auch andere verdampfbare Flüssigkeiten Anwendung finden.

Das injizierte Wasser hat eine so hohe Temperatur und steht unter einem hinreichend hohen Druck, um in der flüssigen Phase zu verbleiben. Wenn das Wasser in den Arbeitsraum P injiziert wird, geht ein Teil des Wassers sofort in Nebelform (Dampf) über und erhöht dadurch den Druck im Arbeitsraum. Weiteres Drehen des Rotors 2 ermöglicht eine Expansion des Dampfes unter Arbeitsleistung sowie unter Temperatur- und Druckermäßigung. Das Verdichtungsverhältnis liegt zwischen 10:1 und 20:1, vorzugsweise bei 16:1.

Bei noch weiterem Drehen erreicht der Arbeitsraum P den Auslaß 51, durch den das Gas und die Flüssigkeit zum Abscheider T abgeleitet werden. Bei noch weiterem Drehen des Rotors 2 beginnt der Zyklus erneut.



Das aus dem Auslaß 51 nach außen strömende Gemisch enthält Flüssigkeit und "Nebel" (Dampf). Zum Wiedergewinnen der "Tröpfchen" als Flüssigkeit aus dem den Arbeitsraum P verlassenden "Gas" ist ein Abscheider T mit einem Prallblech 10 eingebaut. Der trockengesättigte "Nebel" (Dampf) in dem Abscheider T ist mit verdichteter Luft vom Kompressor C vermischt und heizt dadurch die Verbrennungsluft vor, die dann in den Brenner B geleitet wird. Nachfüllwasser W kann je nach Erfordernis dem Abscheider T zugeführt werden.

Zwischen dem Abscheider T und dem Brenner kann wahlweise ein Trockner D angeordnet werden, und Flüssigkeitskondensat wird entlang der Leitung 7 dem Abscheider T geführt.

Der Vorwärmer PH wärmt Kraftstoff F vor, der darauf entlang der Leitung 8 zu dem Brenner fließt. Dabei von dem Brennergas kondensiertes Wasser wird über die Leitung 9 zur Pumpe zurückgeführt.

Die Wirkungsweise der Anlage ist folgendermaßen:  
Aus der Sprühkammer S wird vorgewärmtes Wasser mittels einer Hochdruck-Pumpe X (z.B. eine "positive Kolben-Verdränger-Pumpe") in eine Heizschlange H gefördert, die aus einem Rohr mit geringem Innendurchmesser besteht.

T 80 P 106  
22.12.80

ORIGINAL INSPECTED

- 21 -

Sodann wird das Wasser mittels des Brenners B auf hohe Temperatur bei hohem Druck erwärmt, beispielsweise  $300^{\circ}\text{C}$  und 86 bar. Im Prinzip kann das Wasser auf eine Temperatur unter- oder oberhalb seiner kritischen Temperatur und seinem kritischen Druck erwärmt werden ( $220.9\text{ bar}$  und  $374^{\circ}\text{C}$ ). Der Druck soll jedoch immer so liegen, daß das Wasser in seiner flüssigen Phase verbleibt, welches auch die Temperatur ist. Das heiße Druckwasser gelangt durch ein Rohr 50 und einen Einlaß 52 in die innere Bohrung des Stators 1. Der Einlaß 52 steht mit einem Paar dicht beieinanderliegender Schlitze 53 in Verbindung, die derart nebeneinander liegen, daß jederzeit höchstens einer von einem der Schieber 3 überdeckt sein kann. Hierdurch ist ein ständiges Einströmen in den Arbeitsraum der Stator/Rotor-Einheit sichergestellt (siehe Fig. 4). Der mit einem der Schlitze 53 in Verbindung stehende Arbeitsraum enthält eine Restmenge von verdichtetem und etwas erwärmtem Wasserdampf und flüssigem Wasser. Beim Eintritt in den Arbeitsraum P geht ein geringer Teil des heißen unter Druck stehenden Wassers unverzüglich in "Nebel"-Form (Dampf) über, wodurch bei konstantem Volumen (z.B. entsprechend der Linie bc in Fig. 5) der Druck sich erhöht. Der heiße, unter Druck stehende Dampf expandiert unter Drehen des Rotors 2 in Pfeilrichtung, bis der Arbeitsraum P dem Auslaß 51 gegenübersteht. Dies entspricht der Linie cd in Fig. 5 und führt unter Druck- und Temperatur-Verminderung zu einer Volumen-Vergrößerung. Der Ausfluß gelangt dann zum Abscheider T, um Luft vom Brenner zu erwärmen.

Fig. 2 zeigt den Aufbau des Wärmetauschers, der in sich die Heizschlange H und den Brenner B vereinigt. Der Wärmetauscher umfaßt innere und äußere koaxiale Buchsen 60 und 61, die einen zweifachen Weg für die Verbrennungsgase vom Brenner bilden. Die Außenseite des Wärmetauschers ist mit einer Wärmeisolation 64 verkleidet. Ferner ist eine Brennstoff-Einspeis-Düse zum Verbrennen von Kraftstoff F in Luft A eingebaut, die durch einen Lufteinlaß zugeführt wird. Durch die Heizschlange H fließt Wasser W. Die Heizschlange besteht aus einer inneren Spirale 62 und einer äußeren Spirale 63. Wie Pfeile anzeigen, strömt das Wasser W von der inneren Schlange 62 an der Stelle höchster Temperatur des Brenners in die äußere Schlange 63. Das heiße, unter Druck stehende Wasser fließt danach durch eine Leitung 50 zum Injizieren in den Arbeitsraum P.

Der Erhitzer ist zweckmäßigerweise mit Temperatur- und Druck-Fühlleinrichtungen ausgestattet, um sicherzustellen, daß die Flüssigkeit im Erhitzer immer in der flüssigen Phase verbleibt und nicht verdampft (vaporisiert). Um dieses Ziel zu erreichen, bedürfen Druck und Temperatur erfahrungsgemäß keiner feinfühligsten Überwachung. Vorausgesetzt, daß der Erhitzer in Verbindung mit einer Öffnung steht, durch welche die Flüssigkeit ständig fließen kann (z.B. eine der Einlaß-Düsen 53), führt die Zufuhr von

T 80 P 106  
22.12.80

- 23 -

ORIGINAL INSPECTED

zusätzlicher Wärme im Erhitzer H zwar zu einem Anstieg von Druck und Temperatur, bringt aber - wenigstens im Fall von Wasser - die Flüssigkeit nicht zum Sieden. Natürlich ist es nötig, daß die Öffnung (oder Düsen 53) entsprechend dimensioniert sind, so daß das nötige Druck-Differential hier aufrechterhalten wird.

Dadurch kann die Leistung der Maschine lediglich durch Regeln der durch den Brenner B zugeführten Wärmemenge gesteuert werden.

Fig. 3 zeigt eine Sprüheinrichtung zum Kühlen und Waschen der Abgase aus dem Brenner B, wodurch Wärme und Verbrennungswasser zurückgewonnen wird. In einer Sprühkammer 17 befindet sich ein Trichter 18, auf den Wasser aus einer Brause 41 so gesprüht wird, daß es den heißen Abgasstrom durchsetzt. Die Abgase werden durch einen Einlaß 19 so zugeführt, daß sie tangential um die Kammer strömen, bevor sie als kalte Abgase durch den Auslaß 20 ausströmen. Somit passieren die Abgase zunächst durch die Brause-Flüssigkeit und danach durch einen Wasservorhang, der durch die Mittelöffnung des Trichters 18 fließt. Vorzugsweise werden die Abgase unter 100° C heruntergekühlt, um die latente Verdampfungswärme zurückzugewinnen, die in dem Wasserdampf von dem Abscheider T enthalten ist, sowie um das bei der Verbrennung

entstehende Wasser zu erhalten. Wasser von  $100^{\circ}\text{C}$  gelangt durch einen Auslaß 21 nach außen, bevor es über die Meßpumpe X in den Wärmetauscher eingespeist wird. Sofern erforderlich, kann kaltes Speisewasser W durch ein Schwimmerventil 40 nachgespeist werden, damit am Boden der Sprühkammer ständig ein gleichbleibender Wasserstand erhalten bleibt. Zum Rückführen des Wassers zum Sprühkopf, um es auf seinen Siedepunkt zu bringen, dient eine Rückspeisepumpe R und eine zugehörige Leitung 22. Sofern jedoch in der Praxis die Abgase unter  $100^{\circ}\text{C}$  heruntergekühlt werden sollen, kann notwendig werden, am Auslaß das Wasser mit einer merklich niederen Temperatur, z.B.  $50^{\circ}\text{C}$  zu entnehmen.

Fig. 4 zeigt im einzelnen die Konstruktion der Rotor/Stator-Einheit. Für Temperaturen von bis zu mehreren Hundert Grad Celsius, kann die Einheit aus geeigneten Kunststoffen gebaut werden. Dadurch kann die Einheit genügend leicht und kostengünstig hergestellt werden. Sofern jedoch ein besserer thermischer Wirkungsgrad bei höheren Temperaturen erwünscht ist, sollten andere geeignete Materialien, wie Metalle, Verwendung finden. Der Rotor 2 ist im zylindrischen Innenraum des Stators exzentrisch gelagert. An beiden Enden des Innenraumes ist eine übliche Dichtung vorgesehen, so daß der Rotor gegenüber dem Stator dicht ist. Jeder Schieber

im Rotor 2 ist in einem zugehörigen Schlitz 54 gleitbar gehalten und mittels Federn 55 (nur eine ist dargestellt) radial nach außen gedrückt. Der Rotor ist mit einer drehbar gelagerten, nicht dargestellten Welle fest verbunden, die Leistung nach außen abgibt.

Der Einlaß 52 zum Eingeben der erhitzten, unter Druck befindlichen Flüssigkeit in den Arbeitsraum endet in einem Paar benachbarter Schlitze 53 in der Stirnwand des zylindrischen Innenraumes des Stators. Durch den Einbau von einem Paar Schlitze ist sichergestellt, daß auch bei Überdeckung eines Schlitzes durch einen Schieber 3 ständig durch den zweiten Schlitz 53 Flüssigkeit eingespritzt werden kann. Dadurch ist die Kontinuität der Strömung der zugeführten Flüssigkeit vom Erhitzer H bewirkt. Stöße (Wasserschlag) bei der Hochdruck-Flüssigkeit sind dadurch unterbunden. Unabhängig davon, welcher Arbeitsraum gerade dem Einlaß-Schlitz 53 gegenüberliegt, fließt die Flüssigkeit kontinuierlich durch den Einlaß 52.

Der Auslaß 51 mündet direkt in den Innenraum des Stators und führt von dem jeweiligen Arbeitsraum P beim Drehen des Rotors nach außen.

Die Konstruktion nach Fig. 4 ist auch insofern vorteilhaft als es wünschenswert ist, Einlaß 50 und Auslaß 51 so kühl wie möglich zu halten, damit die Auslaßtemperatur niedrig liegt. Hingegen wird die Stator-Temperatur im Bereich des Einlasses 52 für die heiße Druckflüssigkeit so hoch wie möglich gehalten. Hierdurch ist der thermische Wirkungsgrad verbessert, da die Leistung des Motors von der in den Arbeitsraum gelangenden Wärme abhängt. Die Verwendung eines Materiales mit niedriger Temperaturleitfähigkeit, wie Plastik, für den Stator 1 ermöglicht das Aufrechterhalten einer größeren Temperatur-Differenz zwischen Auslaß 51 einerseits und dem Einlaß 52 für die heiße Flüssigkeit andererseits.

Fig. 5 zeigt in etwas idealisierter Darstellung die thermodynamische Wirkungsweise des Motors gemäß Fig. 1. Fig. 6 zeigt vergleichsweise die Arbeitsweise eines herkömmlichen Zweitaktmotors.

Ohne in irgendeiner Weise an eine bestimmte Theorie gebunden zu sein, wird davon ausgegangen, daß der Betrieb des Motors wie folgt dargestellt werden kann.

In Fig. 5 sind PV- und TS- Diagramme dargestellt. Nur eine geringe Menge des injizierten Wassers geht in Dampf über,

der Großteil bleibt in Tröpfchenform in der flüssigen Phase.

Zu jeder Zeit befindet sich eine Restmenge von Wasserflüssigkeit und Dampf in dem Arbeitsraum. Bei erstem Anschein kann der restliche Wasserdampf als gasförmiges Arbeitsfluid angesehen werden, das während jedes Betriebszyklus Wärme aufnimmt und abgibt und dadurch Arbeit leistet. Der Arbeitsraum enthält auch restliches flüssiges Wasser.

In dem Arbeitsraum P befindlicher Wasserdampf wird entlang der Linie ab komprimiert. Die Kompression ist aufgrund der Verdampfung (vapourisation) des in dem Arbeitsraum befindlichen Restwasser nicht isotropisch.

Die Verdampfung des restlichen flüssigen Wassers in dem Arbeitsraum während der Kompression bewirkt eine Verringerung der Entropie des Dampfes. Falls sich in dem Arbeitsraum kein restliches flüssiges Wasser befinden würde, würde die adiabatische Kompression des Wasserdampfes bewirken, daß die Linie ab in dem TS-Diagramm vertikal verläuft, d.h. der Wasserdampf würde überhitzt. Beim Vorhandensein von flüssigem Wasser wird jedoch jeder Neigung des Wasserdampfes, überhitzt zu werden, dadurch entgegengewirkt, daß etwas Flüssigkeit verdampft. Somit folgt die Linie ab der trocken-



gesättigten Dampflinie auf dem Entropiescheitel (gestrichelte Linie) für Wasser.

Bei konstantem Volumen wird heißes flüssiges Wasser bei Punkt b bei höherer Temperatur, als der Arbeitsraum injiziert, und ein kleiner Teil des Wassers verdampft, so daß der Druck entlang bc von  $P_b$  auf  $P_c$  zunimmt. Die Temperatur  $T$  des trocken gesättigten Dampfes nimmt ebenfalls zu, wohingegen die Entropie des trockenen Dampfes auf c abnimmt.

Beim Drehen des Rotors dehnt sich der feuchte Wasserdampf entlang cd aus - aufgrund des Vorhandenseins von heißen flüssigen Wassertröpfchen ist die Ausdehnung jedoch nicht adiabatisch, sondern polytropisch infolge der Wärmeübertragung von dem flüssigen Wasser, so daß die Kurve cd auf dem PV-Diagramm abgeflacht ist. Die Ausdehnung erzeugt auch ein Abfallen von  $T$  und eine geringe Zunahme der Entropie  $S$ .

Beim Ausstoß vom Arbeitsraum fällt der Druck im Arbeitsraum entlang da.

Die Fig.  $a'$ ,  $b'$ ,  $c$ ,  $d$  im TS-Diagramm gibt den von dem flüssigen Wasser unterlaufenen Zyklus wieder. Das

flüssige Wasser wird in der Heizschlange entlang a'b' erhitzt und in den Arbeitsraum bei b' injiziert. Die Temperatur des flüssigen Wassers fällt dann entlang b'c nach der Injektion und danach befinden sich Flüssigkeit und Dampf im Gleichgewicht.

Der typische Betrieb erfolgt wie folgt. Der Druck  $P_a$  bei a beträgt 1.2 bar und die Temperatur  $T_a$  378 K (105°C). Bei einem Kompressionsverhältnis von 16:1 steigen Druck  $P_b$  und Temperatur  $T_b$  bei b auf etwa 22 bar und 490 K (217°C). Flüssiges Wasser bei 573 K (300°C) und 86 bar wird dann in den Arbeitsraum bei b injiziert, und eine geringe Menge wird zu Dampf. Für eine Ausgangsleistung von 15 englischen Pferdestärken (horsepower) werden typischerweise 5 ml Wasser injiziert. Dies bewirkt eine Druckzunahme entlang bc (typischerweise  $P_c = 30$  bar) und eine Temperaturzunahme aufgrund der Injektion des wärmeren Wassers ( $T_c = 507$  K (234°C)). Falls das Wasser dieselbe Temperatur hat wie der komprimierte Wasserdampf, verläuft die Linie bc auf dem TS-Diagramm horizontal. Die Entropieabnahme entlang bc des ursprünglich in dem Zylinder befindlichen Wasserdampfes stammt von der Injektion von Wasser in der flüssigen Phase. Während sich der Arbeitsraum ausdehnt, dehnt sich das Wassergas entlang cd auf einen Druck  $P_d$  von etwa 2 bar aus und eine theoretische Temperatur  $T_d$  von etwa 393 K (120°C).

Der Wasserdampf und das flüssige Wasser werden dann von dem Arbeitsraum entlang da ausgestoßen, was eine Druck- und Temperaturabnahme und eine Zunahme der Entropie des Dampfes in dem Arbeitsraum bewirkt.

Zum Vergleich ist in Fig. 6 der bekannte Zweitakt-Zyklus dargestellt. Luft wird bei a eingeführt und adiabatisch und isotropisch entlang ab verdichtet. Die Temperatur bei b ist höher und die Neigung von ab steiler als beim erfindungsgemäßen Zyklus. Das Vorhandensein von flüssigem Wasser in dem Arbeitsraum in dem erfindungsgemäßen Zyklus flacht ab ab, da Energie benötigt wird, um flüssiges Wasser während der Kompression zu verdampfen.

Beim Zweitakt-Zyklus wird danach Kraftstoff im Zylinder verbrannt, was zu einer Zunahme des Druckes, der Temperatur und Entropie entlang bc führt. Beim erfindungsgemäßen Zyklus nimmt der Druck aufgrund des Überganges von einer geringen Menge Wassers zu Dampf geringfügig zu, ebenso wie die Temperatur des Wasserdampfes in dem Arbeitsraum zunimmt. Während jedoch beim Zweitakt-Zyklus eine Zunahme der Entropie entlang bc stattfindet, tritt beim erfindungsgemäßen Zyklus eine Entropieabnahme des Wasserdampfes in dem Arbeitsraum aufgrund des Hinzufügens von flüssigem Wasser bei der Injektion auf.

Danach tritt eine adiabatische isotropische Ausdehnung entlang cd ein, warmes flüssiges Wasser in dem Arbeitsraum beim erfindungsgemäßen Zyklus gibt Wärme ab und bewirkt dadurch ein Abflachen der PV-Kurve im Vergleich mit der Kurve des Zweitakt-Zyklus.

Der hohe thermische Wirkungsgrad des erfindungsgemäßen Zyklus beruht auf der Tatsache, daß, während beim Zweitakt-Zyklus das von dem Zylinder ausgestoßene Gas eine hohe Temperatur und einen solchen Druck besitzt, bei der Erfindung nur flüssiges Wasser und eine geringe Menge Dampf ausgestoßen werden. Somit wird flüssiges Wasser in den Arbeitsraum injiziert und aus ihm ausgestoßen.

Der Großteil des injizierten Wassers bleibt nach der Injektion in der flüssigen Phase (wobei die geringe Wassermenge, die zu Dampf übergeht, außer Betracht bleibt), und somit tritt keine wesentliche Entropiezunahme aufgrund der Verdampfung ein, und die durch das injizierte Wasser verlorene innere Energie wird fast vollständig in nutzbare Leistung umgewandelt. Darüber hinaus muß der Arbeitsraum am Ende des Zyklus nicht gespült werden, so daß die Wärme des Wasserdampfes nicht verloren geht. Das Vorhandensein der restlichen flüssigen Wassertröpfchen auf den Wänden des Arbeitsraumes stellt sicher, daß er den für den

erneuten Zyklusablauf erforderlichen restlichen Wasserdampf enthält. Die Linie ae gibt die Öffnung des Ausstoßventiles vor dem Hubende wieder.

Die dargestellte Verbrennungsmaschine mit äußerer Verbrennung besitzt einen sehr hohen thermischen Wirkungsgrad. Theoretisch werden kalte Luft A und kaltes Wasser W (falls erforderlich) in den Motor eingespeist und kaltes Brennergas abgegeben. Somit wird fast die gesamte vom Brenner abgegebene Wärme in Leistung umgewandelt. In der Praxis können Wirkungsgrade von 50 bis 80 % erwartet werden.

Es muß bemerkt werden, daß der erfindungsgemäße Motor einfach gebaut werden kann, da er keine Ventile und Baustoffe von hoher Festigkeit erfordert. Die erzielbaren hohen Drehgeschwindigkeiten machen den Drehkolbenmotor mit äußerer Verbrennung ideal für die Anwendung bei Fahrzeugen, bei denen ein hohes Leistung/Gewicht-Verhältnis nötig ist. Somit bietet der erfindungsgemäße Drehkolbenmotor mit äußerer Verbrennung Leistung/Gewicht- und Leistung/Volumen-Verhältnisse, die mit denen von Innenverbrennungsmotoren vergleichbar sind, wobei der erfindungsgemäße Motor jedoch einen hervorragenden thermischen Wirkungsgrad aufweist. Da die Verbrennungsbedingungen in dem Brenner optimal eingestellt werden können, kann eine fast voll-

ständige Verbrennung des Kraftstoffes zu Kohlendioxid und Wasser erreicht und dadurch Kohlenmonoxid und nicht verbrannte Kraftstoffverunreinigungen in den ausgestossenen Brennergasen vermieden werden. Da die Verbrennung im wesentlichen bei Umgebungsluftdruck stattfinden kann, werden praktisch keine Stickstoffoxide während der Verbrennung erzeugt. Daher stellt dieser Motor einen Fortschritt gegenüber Verbrennungsmotoren mit innerer Verbrennung nicht nur in bezug auf den thermischen Wirkungsgrad sondern auch in bezug auf die Abgabe von Schadstoffen dar.

Der Motor ist auch in der Lage, eine große Vielzahl von Kraftstoffen, z.B. Benzin, Heizöl, Kohlenwasserstoffe in Gas- oder Flüssigform (z.B. Methan, Butan und Propan), Alkohol, ja sogar Festbrennstoffe, wie Kohle, zu verwerten. Die Brennerparameter lassen sich so einregeln, daß tatsächlich eine völlige und schadstofffreie Verbrennung erfolgt. Ferner läßt sich dieser Motor so bauen, daß er ruhiger als herkömmliche Motoren mit innerer Verbrennung läuft.

# Z u s a m m e n f a s s u n g

Drehkolbenmotor mit äußerer Verbrennung, Arbeitsraum Energie mittels unmittelbarer Injektion von Wasser in der flüssigen Phase und bei hoher Temperatur und Druck über den Stator zugeführt wird. Das Wasser wirkt als Wärmeübertragungsmedium. Ein Teil des Wassers in der flüssigen Phase verdampft unmittelbar bei der Injektion. Wasser in der flüssigen Phase wird von dem Arbeitsraum ausgestoßen und an einen äußeren Wärmetauscher zurückgeführt, um vor der erneuten Injektion wieder erwärmt zu werden. Der Motor besitzt einen höheren Wirkungsgrad als er im Rankine-Prozeß erzielbar ist.

T 80 P 106  
22.12.80

Nummer:  
 Int. Cl.<sup>3</sup>:  
 Anmeldetag:  
 Offenlegungstag:

3049023  
 F01K 21/02  
 24. Dezember 1980  
 25. März 1982

-49-

3049023

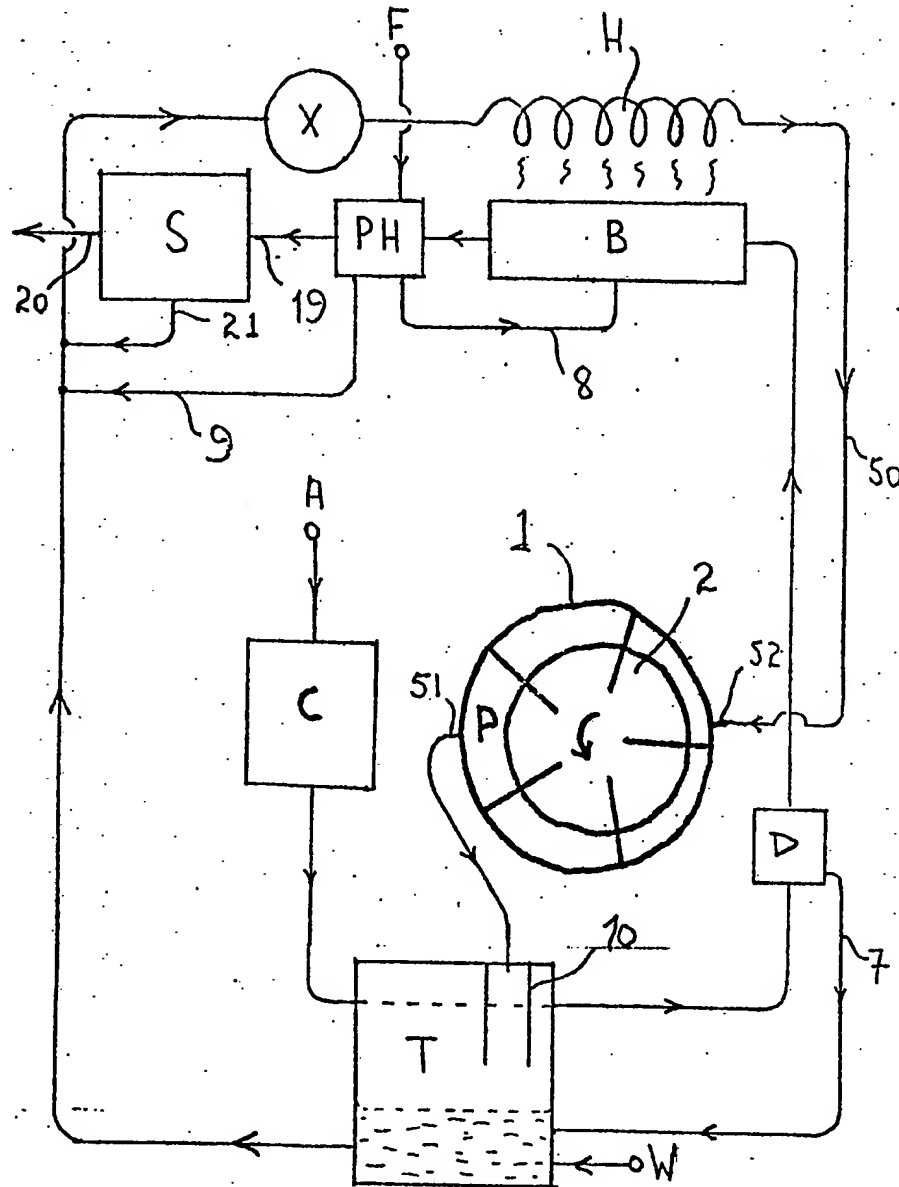


Fig 1



Fig 2

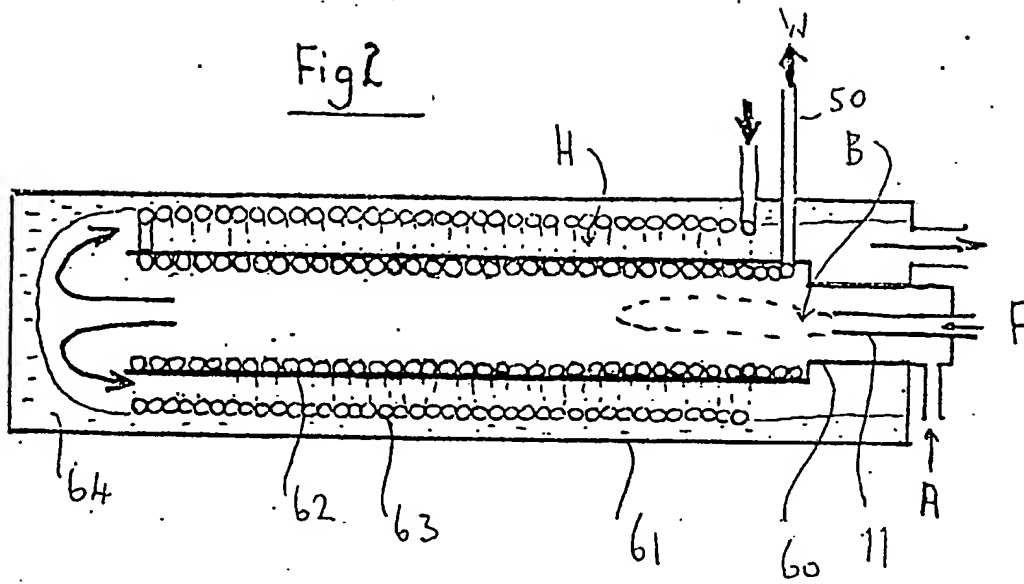
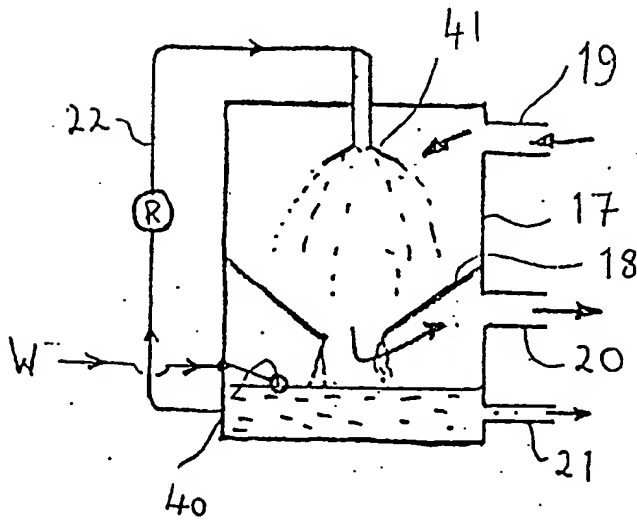


Fig 3



COPY

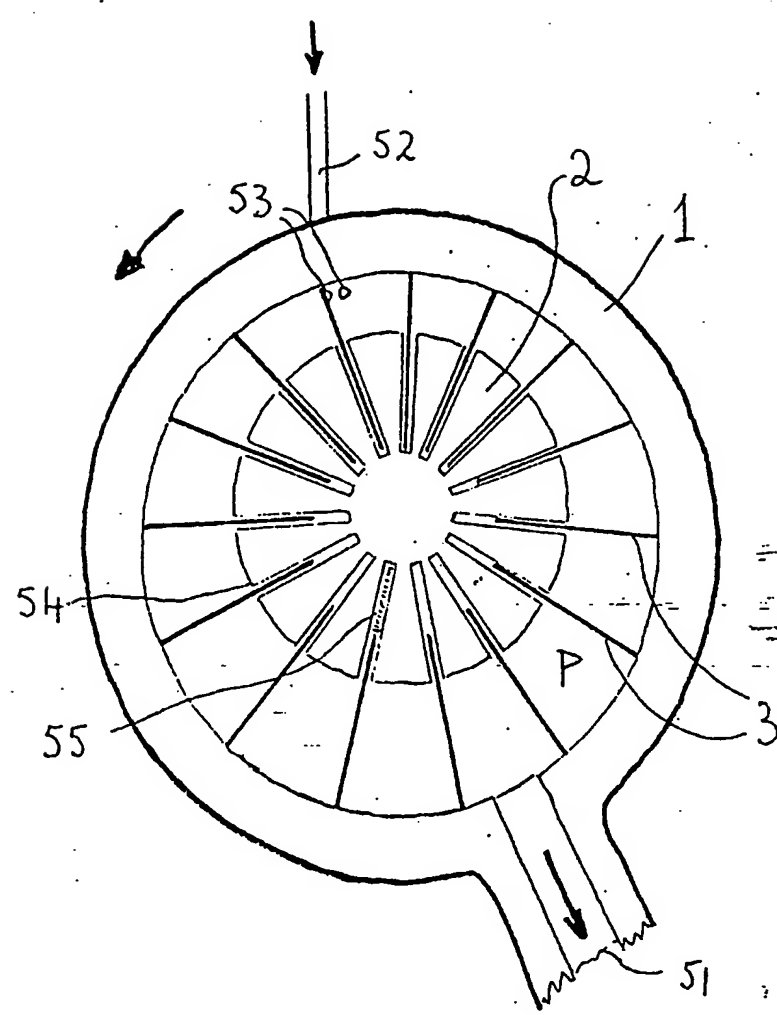


Fig 4

COPY

Fig 5

3049023

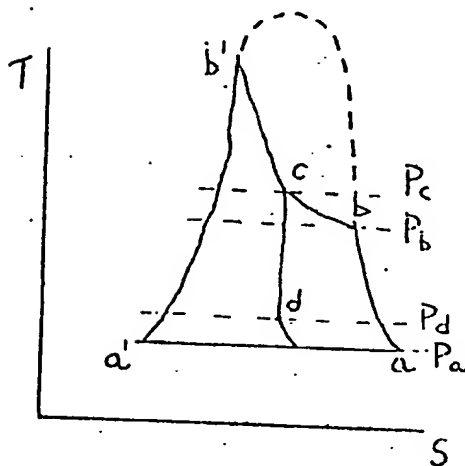
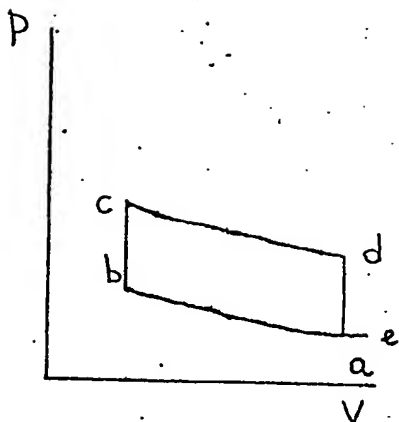
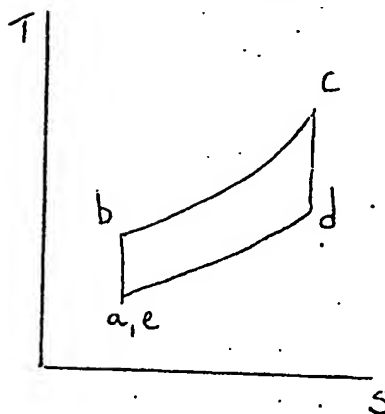
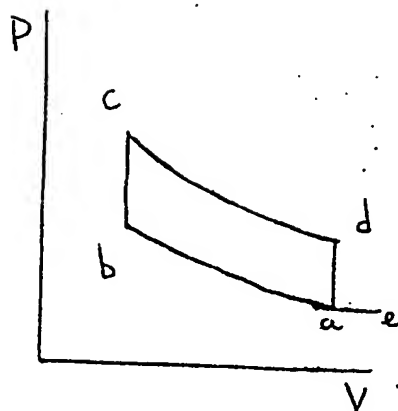


Fig 6



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ **BLACK BORDERS**
- ☐ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- ☐ **FADED TEXT OR DRAWING**
- ☐ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- ☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- ☐ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- ☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**
- ☐ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- ☒ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- ☐ **OTHER:** \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**